

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

Marcelo Andrés Bustamante Silva

**CARACTERÍSTICAS VIBRO-ACÚSTICAS DE DOIS
CÁRTERES DE ÓLEO FEITOS DE AÇO E MATERIAL
MULTICAMADA**

Florianópolis

2009

Marcelo Andrés Bustamante Silva

**CARACTERÍSTICAS VIBRO-ACÚSTICAS DE DOIS
CÁRTERES DE ÓLEO FEITOS DE AÇO E MATERIAL
MULTICAMADA**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Samir Gerges,
Ph.D.

Co-orientador: Prof. Dr. Roberto
Jordan, Dr.Eng.

Florianópolis

2009

Marcelo Andrés Bustamante Silva

**CARACTERÍSTICAS VIBRO-ACÚSTICAS DE DOIS
CÁRTERES DE ÓLEO FEITOS DE AÇO E MATERIAL
MULTICAMADA**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 10 de agosto de 2009.

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Samir Gerges, Ph.D.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Roberto Jordan, Dr.Eng.
Co-Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Edison da Rosa, Dr.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Júlio A. Cordioli, Dr.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marcelo Krajnc Alves, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

A minha filha Pía Isidora,
aos meus pais Nolberto e Mercedes,
e a Milena Knapik por ter me resgatado
do naufrágio para ir cantando...

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, ao professor Samir Gerges por ter me dado a oportunidade de trabalhar neste projeto. Agradeço à empresa MSC Tekno em especial a Guilherme Righetti.

Ao professor Roberto Jordan pela orientação prestada durante a realização deste trabalho e os conhecimentos adquiridos nas suas aulas.

Ao professor Arcanjo Lenzi por me esclarecer dúvidas deste trabalho em varias oportunidades.

Ao professor Júlio Cordioli pela ajuda brindada na última etapa.

Aos meus colegas, amigos e compatriotas, Dom Mario González, Daniel Sánchez e Jose Espinosa.

Ao também compatriota e amigo Paulo Casanueva pela sua colaboração nesta pesquisa, tanto nas medições como no desenvolvimento dos modelos de elementos finitos e pela sua companhia dentro e fora do LVA.

A Flávia Bastos por toda sua ajuda desinteressada feitas nas medições e pelo seu encanto.

Ao Adilto Agenor Teixeira, conhecido também como “Parú”, por toda a sua ajuda e o aporte da sua experiência na construção das estruturas e montagem que deram lugar às medições.

RESUMO

O ruído de automóveis é uma das principais fontes de ruído urbano e um aspecto importante na avaliação do conforto dos seus usuários. Uma das principais vias de transmissão do ruído de um motor de automóvel é o cárter de óleo. No presente trabalho, foram estudados alguns parâmetros vibro - acústicos de dois modelos de cárter de óleo e de dois materiais diferentes; aço e um material multicamada tipo sanduíche de alto amortecimento. Em particular, foi realizado um modelo de elementos finitos para cada um dos cárteres 1.4 8V e 1.9 16V de aço. Foram analisadas as suas frequências de ressonâncias e formas de vibração com as condições de contorno fixo e livre. O modelo foi validado com uma análise modal experimental. Os modelos de elementos finitos se ajustam adequadamente aos dados experimentais. A redução de amplitude das vibrações obtida pelo material multicamada, em comparação ao aço, foi de aproximadamente 30 dB nas primeiras ressonâncias. Fora das ressonâncias, esta diferença é menor e as curvas FRF seguem de forma correspondente às do cárter de aço. Também foi medida a perda de transmissão para cada cárter utilizando duas câmaras reverberantes. A perda de transmissão (PT) dos cárteres multicamada estudados são maiores do que os feitos de aço. Esta diferença tem um mínimo de 1,8 dB para o cárter 1.4 8V em 2KHz e tem um máximo de 7 dB no cárter 1.9 16V em 6300Hz. Na faixa de frequência de análise, a PT dos cárteres variam entre um mínimo de 24dB e um máximo de 39 dB. Os cárteres estudados fabricados com o material multicamada têm melhor desempenho para o controle das vibrações e da radiação de ruído ao exterior do motor em comparação aos de aço.

Palavras-chave: Carter. Material multicamada. Modelo de elementos finitos. Análise modal experimental. Perda de transmissão.

ABSTRACT

The traffic noise is a major source of urban noise and an important aspect in evaluating the comfort of its users. One of the main paths of transmission of noise from an automobile engine is the oil pan. This work presents the results of study of the vibro-acoustic parameters of two models of oil pan, manufactured from two different materials; steel and a material sandwich multilayer of high damping. Finite elements Models were developed for the steel oil pans 1.4 8V and 1.9 16V. Model analysis for the resonance frequencies and vibration shapes with fixed and free boundary conditions was carried out. The models were validated by experimental modal analysis. The finite element models were calibrated using the experimental data. The amplitude reduction obtained by the multilayer sandwich material compared with steel, was approximately 30 dB in the first resonances. Outside the resonances, the difference is smaller and the frequency response function curves follow accordingly to the steel oil pan. Also the transmission loss was measured for each oil pan using two reverberation rooms. The transmission loss (TL) of the multilayer oil pans studied are greater than those made of steel. This difference has a minimum of 1.8 dB for the 1.4 8V oil pan at 2 kHz and has a maximum of 7 dB in the oil pan 1.9 16V at 6300Hz. In the frequency range of analysis, the TL of the oil pans range from a minimum of 24 dB and a maximum of 39 dB. The oil pans made of multilayer material studied present better performance for the control of vibration and noise radiation to the outside of the engine compared to steel.

Keywords: Oil-pan. Multilayer material. Finite element model. Experimental modal analysis. Transmission loss.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Cárters estudados nesta pesquisa. Da esquerda para direita: cárter 1.4 8V aço, cárter 1.9 16V aço, cárter 1.4 8V Quiet Steel, cárter 1.9 16V Quiet Steel.	1
Figura 1.2. Contribuição no NPS de vários componentes e superfícies de um motor diesel. Fonte: AHID, 1982 [1].	2
Figura 1.3. Ranking de fontes de ruído em termos da intensidade sonora e potência acústica. Fonte: BEIDL; RUST; RASSER, 2001 [2].	2
Figura 1.4. Nível de pressão sonora com ponderação A no lado esquerdo de um motor diesel V-8. Fonte AHID, 1982 [1].	3
Figura 1.5. Na esquerda, a velocidade de vibração na parte de cima do bloco de um motor V-8. Na direita, a velocidade de vibração na borda de fixação entre o cárter e o bloco. Fonte: AHID, 1982 [1].	4
Figura 2.1. Modelos para a análise modal e a direção do processo experimental e analítico.	9
Figura 2.2. Representação de um sistema mecânico de um grau de liberdade.	9
Figura 2.3. Módulo da receptância (cima) de um sistema com amortecimento viscoso e o seu respectivo ângulo de fase (abaixo).	14
Figura 2.4. Módulo da mobilidade e as linhas de massa e rigidez em escala log x log para um sistema com amortecimento viscoso.	15
Figura 2.5. Representação de um pólo no plano do Laplace.	25
Figura 2.6. Classificação geral dos métodos de identificação de parâmetros modais. Fonte: MAIA, 1997 [4].	28
Figura 2.7. Classificação dos métodos de identificação de parâmetros modais no domínio do tempo. Fonte: MAIA, 1997 [4].	28
Figura 2.8. Classificação dos métodos de identificação de parâmetros modais no domínio da frequência. Fonte: MAIA, 1997 [4].	29
Figura 2.9. Função indicadora de modo MvMIF primária (verde) e secundária (azul). A curva vermelha corresponde à curva FRF soma de todas as FRF medidas.	35

Figura 2-10. O papel do método de elementos finitos na análise de engenharia. Fonte: MILLER, 1993 [9].	37
Figura 2-11. Procedimento de perfeição do modelo de elementos finitos Softwares de Pré e pós-processamento e de FEA utilizados no FEM do presente trabalho.	39
Figura 2-12. Alguns elementos finitos básicos definidos em MSC/NASTRAN.	41
Figura 2-13. Algumas condições de contorno simples definidas em MSC/NASTRAN.	42
Figura 2-14. Uma onda incidente sobre um painel infinito. Fonte: BERANEK, 1988 [16].	43
Figura 2-15. Radiação de som de uma placa fina infinita forçada mecanicamente, com onda de flexão propagando-se para a direita com velocidade $c_{flexão}$ e longitude de onda $\lambda_{flexão}$. Fonte: BERANEK, 1988 [16].	45
Figura 2-16. Curva típica de PT para parede simples. Fonte: GERGES, 2000 [17].	48
Figura 2-17. Modo normal de vibração com $m=n=4$ de um painel retangular.	51
Figura 2-18. Salas reverberantes utilizadas para medição da PT_E	52
Figura 2-19. Salas reverberantes com partição fechada.	55
Figura 2-20. Salas reverberantes com abertura para inserir um elemento a medir.	55
Figura 2-21. Amostra do material multicamada Quiet Steel feito e desenvolvido pela MSC.	60
Figura 2-22. Variação do módulo de elasticidade e o fator de perda com a temperatura em um material visco-elástico.	61
Figura 2-23. Efeitos da frequência no módulo de elasticidade e no fator de perda de um material visco-elástico.	62
Figura 2-24. Configuração de Amortecimento por Cisalhamento. Estados inicial e deformado.	63
Figura 2-25. Configuração de Amortecimento por Extensão. Estados inicial e deformado.	64
Figura 2-26. Configuração de amortecimento devido à deformação da espessura do material visco-elástico.	64

Figura 3-1. Montagem utilizada. De esquerda a direita; PC, SCADAS III, acelerômetros PCB modelo 353B18, acelerômetro PCB modelo 352A21 e martelo PCB Modelo 086C05.....	66
Figura 3-2. Seleção faixa de frequência para análise e função indicadora de modos Multivariate Mode Indicator Function MMIF.	68
Figura 3-3. Diagrama de estabilização. A letra s indica que o cálculo do modo é estável e que portanto os seus valores correspondem a uma modo da estrutura.....	69
Figura 3-4. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.4 8V.	69
Figura 3-5. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRF de transferência e pontuais medidas no cárter 1.4 8V em condição livre.	70
Figura 3-6. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRFs de transferência e pontuais medidas no cárter 1.4 8V em condição de contorno fixa.	71
Figura 3-7. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.9 16V na condição de contorno livre, com 162 nós.....	71
Figura 3-8. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRFs de transferência e pontuais medidas no cárter 1.9 16V em condição de contorno livre.....	72
Figura 3-9. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.9 16V na condição de contorno fixa com 175 nós.....	73
Figura 3-10. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRF de transferência e pontuais medidas no cárter 1.9 16V em condição de contorno fixa.....	73
Figura 3-11. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.4 8V na condição de contorno livre, com 53 nós.....	74
Figura 3-12. Comparação das Curvas FRF soma do cárter 1.4 8V de aço (azul) e Quiet Steel (vermelho) na condição de contorno de contorno livre.	76
Figura 3-13. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.4 8V na condição de contorno fixa com 105 nós.....	76
Figura 3-14. Comparação Curvas FRF soma do cárter 1.4 8V de aço (verde) e Quiet Steel (vermelho) condição de contorno fixa.	77
Figura 3-15. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.9 16V na condição de contorno livre, com 119 nós.....	78

Figura 3-16. Comparação das Curvas FRF soma do cárter 1.9 16V de aço (azul) e Quiet Steel (vermelho), na condição de contorno livre.	78
Figura 3-17. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.9 16V na condição de contorno livre com 119 nós.	79
Figura 3-18. Comparação das Curvas FRF soma do cárter 1.9 16V de aço (verde) e Quiet Steel (vermelho) condição de contorno fixa.	80
Figura 3-19 Modelo Geométrico cárter 1.4 8V.....	81
Figura 3-20 Visualizações do modelo geométrico do cárter 1.4 8V no PATRAN... ..	81
Figura 3-21 Modelo de elementos finitos cárter 1.4 8V.....	82
Figura 3-22. Condição de contorno fixo nas bordas do cárter 1.4 8V. Aos elementos laranja foram definidos deslocamentos nulos.....	84
Figura 3-23. Modelo geométrico CAD do cárter 1.9 16V	85
Figura 3-24 Visualizações do modelo geométrico do cárter 1.9 16V no PATRAN.	86
Figura 3-25. Modelo de elementos finitos cárter 1.9 16V.....	87
Figura 3-26. Condição de contorno fixo nas bordas do cárter 1.9 16V. Aos elementos laranja foram definidos deslocamentos nulos.....	88
Figura 3-27. Sistema de medição utilizado nas medições da PT.....	90
Figura 3-28. Montagem do cárter 1.4 8V entre as salas reverberantes do LVA da UFSC para medição da PT.....	92
Figura 3-29. Níveis de pressão sonora medidos nas salas reverberantes do LVA UFSC.	93
Figura 3-30. Níveis de absorção sonora da sala receptora com os diferentes cárteres montados na partição das salas reverberantes.	95
Figura 3-31. Perda de Transmissão cárter 1.4 8V feito de aço e Quiet Steel com correção da transmissão via flanking.	95
Figura 3-32. Perda de Transmissão cárter 1.9 16V feito de aço e Quiet Steel com correção da transmissão via flanking.	96
Figura 3-33. Resume PT já corrigida dos quatro cárteres em estudo na faixa de frequência de medição confiável.....	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1. Massa e espessura dos cárteres estudados nesta pesquisa.....	4
Tabela 2.1. Tipos de Funções Respostas em Frequência.....	12
Tabela 2.2. Valores que adotam as constantes da Equação (0.50) para sistemas mecânicos com diferentes tipos de amortecimento.....	23
Tabela 3-1. Equipamento utilizado para as medições de análise modal experimental dos cárteres.	67
Tabela 3-2. Configurações do hardware SCADAS III para aquisição dos dados.	67
Tabela 3-3. Resumo modelo de elementos finitos cárter 1.4 8V.	83
Tabela 3-4. Propriedades do Aço usadas no FEM do cárter 1.4 8V.	83
Tabela 3-5. Dados usados no pré análise do PATRAN para ser resolvidos pelo solver NASTRAN.....	84
Tabela 3-6. Resume modelo de elementos finitos cárter 1.9 16V.	86
Tabela 3-7. Propriedades do Aço usadas no FEM do cárter 1.9 16V.	87
Tabela 3-8. Dados usados no pré-análise do PATRAN para ser resolvidos pelo NASTRAN.	88
Tabela 3-9. Equipamento utilizado nas medições da PT utilizando duas salas reverberantes.....	89
Tabela 3-10. Massas de cada cárter e diferença de PT, segundo a lei da massa.	97
Tabela 4-1. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o cárter 1.4 8 V de aço livre.	99
Tabela 4-2. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o cárter 1.4 8 V de aço fixo.	100
Tabela 4-3. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o cárter 1.9 16V de aço livre.	101
Tabela 4-4. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o cárter 1.9 16V de aço fixo.	102

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Resíduo da função de transferência.
A_2	Absorção sonora sala 2, m^2 Sabine .
A_{2F}	Absorção sonora sala 2 com partição entre salas 1 e 2 fechada.
${}_r A_{jk}$	Constante modal.
AME	Análise modal experimental.
c	Constante de amortecimento viscoso, Ns/m .
c_0	Velocidade de propagação ondas sonoras no ar, m/s .
$c_{flexão}$	Velocidade de propagação onda de flexão, m/s .
c_{g_r}	Amortecimento generalizado, Ns/m .
c_l	Velocidade de propagação de ondas longitudinais, m/s .
$[C]$	Matriz de amortecimento de um sistema mecânico.
CAE	<i>Computer-Aided Engineering.</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design.</i>
CAM	<i>Computer-Aided manufacturing.</i>
D	Rigidez à flexão, Nm .
E	Módulo de elasticidade, Pa .
\tilde{E}	Módulo de elasticidade complexo, Pa .
DOF	<i>Degree of freedom.</i>
D_e	Densidade de energia do campo sonoro, J/m^3 .
$f(t)$	Força no tempo, N .
f	Frequência, Hz .
$\{f\}$	Vetor das forças.
f_c	Frequência crítica, Hz .
f_{coin}	Frequência de coincidência, Hz .
f_{0mec}	Frequência de ressonância mecânica, Hz .
$f_{n,m}$	Frequências de ressonâncias ($n, m \in \mathbb{N}$), Hz .
$F(\omega)$	Força na frequência, N .
FEM	Método de elementos finitos.
FEA	Análise de elementos finitos.
FRF	Função resposta em frequência.
G	Módulo de cisalhamento, Pa .

\tilde{G}	Módulo de cisalhamento complexo, Pa .
$h(t)$	Função resposta impulso.
$[H]$	Matriz de amortecimento histérico.
$H(s)$	Função de transferência.
\vec{I}_i	Intensidade sonora incidente, W/m^2 .
\vec{I}_r	Intensidade sonora refletida, W/m^2 .
\vec{I}_t	Intensidade sonora transmitida, W/m^2 .
\vec{I}_{iS}	Intensidade incidente na superfície S, W/m^2 .
\vec{I}_F	Intensidade transmitida por flancos, W/m^2 .
ICP	<i>Integrated circuit piezoelectric.</i>
k	Constante de rigidez, N/m .
k	Número de onda no ar, m^{-1} .
$k_{flexão}$	Número de onda em flexão, m^{-1} .
k_{gr}	Rigidez generalizada, N/m .
k_y	Componente y do número de onda, m^{-1} .
$[K]$	Matriz de rigidez de um sistema mecânico.
l	Espessura de uma placa, m .
l_x, l_y	Comprimento na direção x e y respectivamente, m .
L	Transformada de Laplace.
LAN	<i>Local area network.</i>
m	Massa, kg .
m_{gr}	Massa generalizada, kg .
MDOF	<i>Multiple Degree of Freedom.</i>
MIF	<i>Mode Indicator. Function.</i>
MIMO	<i>Multi -input-multi-output.</i>
$[M]$	Matriz de massa de um sistema mecânico.
MvMIF	<i>Multivariate mode indication function.</i>
NPS	Nível de pressão sonora
NPS A	Nível de pressão sonora com ponderação A
NPS_1	Nível de pressão sonora sala reverberante 1.
NPS_2	Nível de pressão sonora sala reverberante 2.

NPS_t	Nível de pressão sonora na sala reverberante 2 devido ao ruído transmitido desde a sala reverberante 1.
NPS_{RF}	Nível de pressão sonora do ruído de fundo sala reverberante 2.
$NPS_{(t+RF)}$	Nível de pressão sonora medido na sala reverberante 2, (ruído transmitido e ruído de fundo).
NWS_{ref}	Nível de potência sonora de referência.
p	Pressão acústica, valor RMS.
p_{ref}	Pressão de referência igual a $2 \times 10^{-5} \text{ pa}$, valor RMS.
$\left\langle p^2 \right\rangle$	Media no tempo e no espaço do quadrado da pressão acústica.
p_1	Pressão acústica na sala reverberante 1.
p_2	Pressão acústica na sala reverberante 2.
p_{2F}	Pressão acústica na sala reverberante 2 devida a transmissão por flancos.
p_t	Pressão sonora na sala reverberante 2 devida ao som transmitido desde a sala reverberante 1.
p_{RF}	Pressão sonora na sala reverberante 2 devida ao ruído de fundo.
$p_{(t+RF)}$	Pressão sonora na sala reverberante 2 devida ao som transmitido desde a sala reverberante 1 e o ruído de fundo.
PT	Perda de transmissão.
PT_{camp}	Perda de transmissão de campo.
PT_E	Perda de transmissão de um elemento de medição.
PT_F	Perda de transmissão por flancos.
$PT_{(E+F)}$	Perda de transmissão produzida pela partição toda com o elemento inserido na abertura.
Q	
QST	Abreviação para Quietsteel utilizada em este texto.
RMS	<i>Root means squart.</i>
S	Superfície.
S_E	Superfície do elemento de medição E .
SDOF	<i>Single Degree of freedom</i>
SISO	<i>Single-input-single-output.</i>

SIMO	<i>Single-input-multi-output.</i>
T	Temperatura, $^{\circ}C$.
v	Velocidade, m/s .
W	Potência acústica, <i>Watt</i> .
W_t	Potência acústica transmitida, <i>Watt</i> .
W_i	Potência acústica incidente, <i>Watt</i> .
$W_{a\text{ placa}}$	Potência acústica radiada por uma placa, <i>Watt</i> .
$W_{a\text{ pistão infinito}}$	Potência acústica radiado por um pistão infinito, <i>Watt</i> .
W_{abs}	Potência acústica absorvida, <i>Watt</i> .
W_{ref}	Potência acústica de referência, <i>Watt</i> .
W_1	Potência acústica radiada na sala emissora, <i>Watt</i> .
W_E	Potência acústica transmitida pelo elemento E , <i>Watt</i> .
W_F	Potência acústica transmitida por flancos, <i>Watt</i> .
W_{rad}	Potência acústica radiada, <i>Watt</i> .
$x(t)$	Deslocamento no tempo, m .
$\dot{x}(t)$	Velocidade no tempo, m/s .
$\ddot{x}(t)$	Aceleração no tempo, m/s^2 .
$X(\omega)$	Deslocamento na frequência, m .
$\dot{X}(\omega)$	Velocidade na frequência, m/s .
$\ddot{X}(\omega)$	Aceleração na frequência, m/s^2 .
$\bar{\alpha}$	Coefficiente de absorção acústica médio.
$\alpha_R(\omega)$	FRF tipo receptância, m/N .
$[\alpha(\omega)]_{n \times m}$	Matriz de receptâncias com n posições de resposta e m posições de aplicação de força.
ζ	Fator de amortecimento viscoso.
η	Coefficiente de amortecimento estrutural (ou histerético) ou Fator de perda.
η_E	Fator de perda por elasticidade.
η_G	Fator de perda por cisalhamento.
θ	Ângulo de incidência do som, <i>rad</i> .

λ	Autovalores de um problema de auto-valores e auto-vetores.
$\lambda_{flexão}$	Longitude de onda em flexão, m .
λ_{ar}	Longitude de onda no ar, m .
$\lambda_{n,m}$	Comprimento de onda de flexão ($n, m \in \mathbb{N}$), m .
ξ	Deslocamento transversal, m .
ρ_0	Densidade específica do ar, kg/m^3 .
ρ_s	Densidade superficial, kg/m^2 .
σ_{rad}	Eficiência de Radiação.
τ	Coeficiente de transmissão sonora.
τ_E	Coeficiente de transmissão sonora do elemento de medição E.
τ_F	Coeficiente de transmissão sonora por flancos.
$\tau_{(E+F)}$	Coeficiente de transmissão sonora do elemento de medição E e pos flancos.
ν	Coeficiente de Poisson.
$[\Phi]$	Matriz $[\Psi]$ normalizada pela massa.
${}_r\phi_j$	j-ésimo elemento do r-ésimo auto-vetor $\{\phi\}_r$.
$\{\psi\}_r$	r-ésimo auto vetor de um problema de auto-valores e auto-vetores.
$[\Psi]$	Matriz de auto-vetores.
ω	Frequência angular, rad/s .
ω_d	Frequência natural amortecida, rad/s .
ω_n	Frequência natural para um sistema não amortecido, rad/s .

SUMÁRIO

CAPITULO 1: INTRODUÇÃO.....	1
1.1 PROBLEMÁTICA E MOTIVAÇÃO DA PESQUISA.....	1
1.2 OBJETIVOS	5
1.2.1 Objetivo Geral	5
1.2.2 Objetivos específicos.....	5
1.3 ORGANIZAÇÃO DO CONTEÚDO	5
CAPITULO 2: REVISÃO TEÓRICA	7
2.1 TEORIA DE ANÁLISE MODAL	7
2.1.1 Modelos na Análise Modal.....	8
2.1.2 Sistema de um Grau de Liberdade.....	9
2.1.3 Funções resposta em frequência FRF.....	11
2.1.4 Receptância para Sistema de Múltiplos Graus de Liberdade (MDOF).....	16
2.1.5 Métodos de Identificação de Parâmetros Modais	26
2.2 TEORIA DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	36
2.2.1 Introdução	36
2.2.2 Método dos Elementos Finitos	37
2.3 TEORIA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA PT	43
2.3.1 Conceitos da Perda de Transmissão	43
2.3.2 Medição da PT com 2 Câmaras reverberantes.....	52
2.4 MATERIAL MULTICAMADA USADO.....	59
2.4.1 O Quiet Steel.....	59
2.4.2 Materiais Viscoelásticos.....	60
2.4.3 Estruturas Multicamadas com Material Visco-elástico	63
CAPITULO 3: RESULTADOS OBTIDOS, MÉTODOS E EXPERIMENTOS. 65	
3.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL (AME).....	65
3.1.1 AME dos Cárteres de Aço	65
3.1.2 AME Cárteres Quiet Steel	74
3.2 MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS.....	80
3.2.1 FEM Cáter 1.4 8V	80
3.2.2 FEM Cáter 1.9 16V	85
3.3 METODOLOGIA, RESULTADOS E ANÁLISE DAS MEDIÇÕES DA PT	89
3.3.1 Metodologia das Medições.....	89
3.3.2 Resultados e Análise Medições da PT	92
CAPITULO 4: COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DA AME E DO FEM.. 99	
4.1.1 Comparação FEM e AME do Cáter 1.4 8v Livre	99
4.1.2 Comparação FEM e AME do Cáter1.4 8V Fixo	100
4.1.3 Comparação FEM e AME do Cáter 1.9 16V Livre	101
4.1.4 Comparação FEM e AME do Cáter 1.9 16V Fixo	102
CAPITULO 5: CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	
.....	103

5.1 CONCLUSÕES	103
5.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	104
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	107
APÊNDICE 1	111
APÊNDICE 2	115
APÊNDICE 3	121

CAPITULO 1: INTRODUÇÃO

1.1 PROBLEMÁTICA E MOTIVAÇÃO DA PESQUISA

Uma das principais fontes de poluição acústica urbana é causada pelo ruído de automóveis. Também, o ruído produzido no interior de um veículo é um aspecto importante na avaliação do conforto. Usuários cada vez mais exigentes assinalam o ruído como uma das principais causas de desconforto na hora de dirigir um carro. Em decorrência disso, nasce o esforço da indústria automotiva em fabricar carros cada vez mais silenciosos e acusticamente confortáveis.

Uma das peças que mais contribuem no ruído total produzido em um motor de automóvel é o cárter de óleo (AHID, 1982 [1] e BEIDL; RUST; RASSER, 2001 [2]). O cárter de óleo é um recipiente metálico que envolve a parte inferior do motor para alojar e proteger o eixo de manivelas e assegura a lubrificação do motor (ver Figura 1.1).

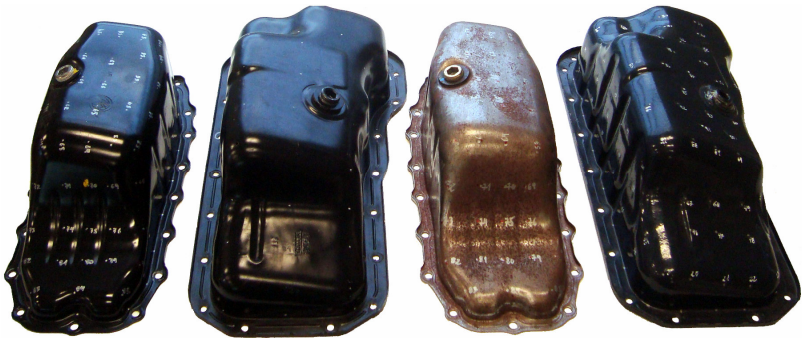


Figura 1.1. Cárteres estudados nesta pesquisa. Da esquerda para direita: cárter 1.4 8V aço, cárter 1.9 16V aço, cárter 1.4 8V Quiet Steel, cárter 1.9 16V Quiet Steel.

A Figura 1.2 mostra as contribuições de ruído de vários componentes e superfícies de um motor diesel V-8 em relação à velocidade do motor obtida com 50% da carga total obtidas por Ahid (1982) [1]. Para estes dados foi utilizada a técnica de exposição parcial que consiste em bloquear, usando algum tipo de abafamento, as contribuições significativas das fontes de ruído que não se estão medindo. A contribuição no nível de pressão sonora (NPS) do ruído transmitido pelo cárter (linha vermelha) mostra-se como uma das mais importantes do motor.

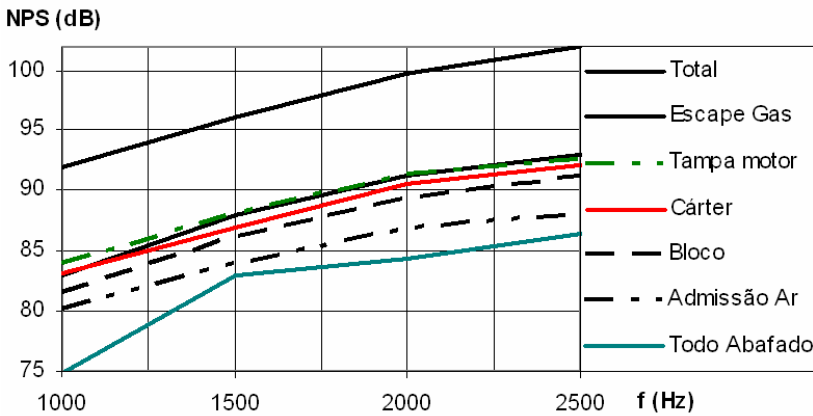


Figura 1.2. Contribuição no NPS de vários componentes e superfícies de um motor diesel. Fonte: AHID, 1982 [1].

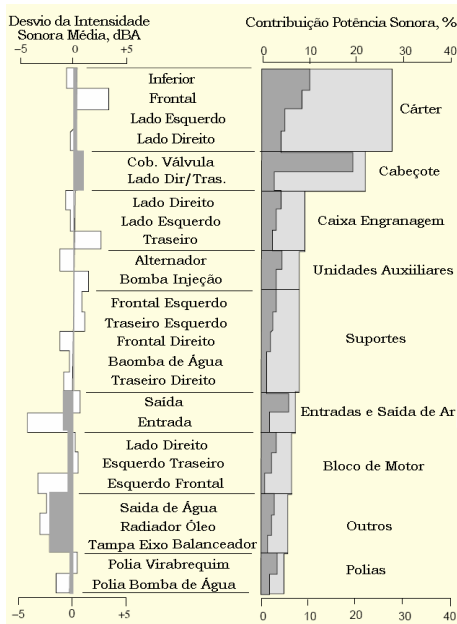


Figura 1.3. Ranking de fontes de ruído em termos da intensidade sonora e potência acústica. Fonte: BEIDL; RUST; RASSER, 2001 [2].

A Figura 1.3 mostra resultados posteriores do ranking das partes e superfícies de um motor com maior radiação de ruídos identificados com a análise de intensidade sonora em campo próximo o qual situa ao

ruído transmitido pelo cárter como o mais significativo (BEIDL; RUST; RASSER, 2001 [2]).

A Figura 1.4 ilustra o NPS com ponderação A do ruído total medido no lado esquerdo de um motor diesel a um metro de distância e na altura do coletor de escape (AHID, 1982 [1]). Observa-se um grande número de picos no espectro de ruído com amplitudes similares até altas frequências. Isto é devido aos harmônicos da frequência de explosão do motor. Usualmente, o espectro da combustão é alto em frequências baixas e diminui com o aumento da frequência. Similarmente, a energia das forças mecânicas, tal como a batida do pistão, é concentrada na faixa de baixas frequências.



Figura 1.4. Nível de pressão sonora com ponderação A no lado esquerdo de um motor diesel V-8. Fonte AHID, 1982 [1].

A escala com ponderação A do NPS pondera o espectro em relação à sensibilidade do ouvido humano. Do ponto de vista do ouvido humano, o ruído do motor é dominante entre 500 e 2500 Hz. Este resultado é encontrado na maioria dos motores de combustão interna (AHID, 1982 [1]).

Uma investigação mais profunda da natureza do espectro de ruído da Figura 1.4 requer uma pesquisa de cada componente do motor que contribui significativamente sobre aquele nível.

A estrutura do bloco (*crankcase*) usualmente é a principal contribuidora de ruído de muitos motores de combustão interna, especialmente de motores diesel. O bloco representa a principal entrada de vibração no cárter. A Figura 1.5 apresenta o espectro de vibração do

bloco de um motor V-8 operando a velocidade e condições de carga nominal (AHID, 1982 [1]). Estas amostras foram medidas simultaneamente com o NPS da Figura 1.4. Pode-se enxergar que na faixa entre 500 e 2500 Hz as amplitudes de vibração resultam ser maiores na borda de fixação entre o cárter e o bloco em comparação à parte de acima do bloco.

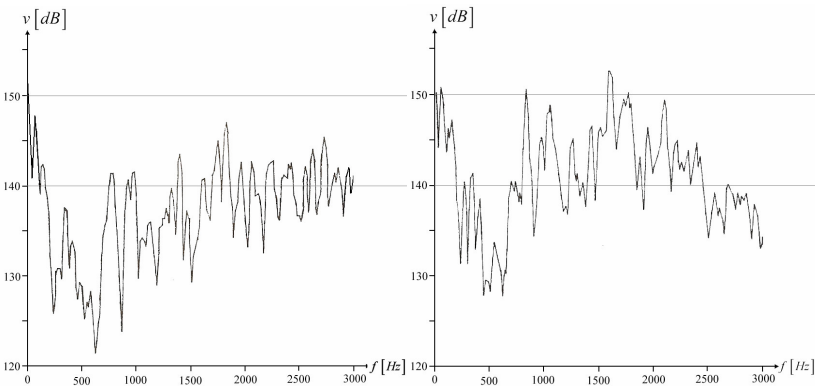


Figura 1.5. Na esquerda, a velocidade de vibração na parte de acima do bloco de um motor V-8. Na direita, a velocidade de vibração na borda de fixação entre o cárter e o bloco. Fonte: AHID, 1982 [1].

Materiais multicamadas com chapas de aço laminadas com um núcleo de polimérico intermediário, em formato tipo sanduíche, estão sendo utilizados para reduzir as amplitudes de vibração, e, portanto, do ruído irradiado, de diferentes peças de automóveis. Eles possuem um material visco elástico que produz um elevado amortecimento principalmente por cisalhamento.

No presente trabalho, foram estudadas algumas propriedades vibro-acústicas dos modelos de cárteres 1.4 8V e 1.916V feitos de aço e do material multicamada chamado comercialmente Quiet Steel. (ver Figura 1.1) Propriedades físicas destes elementos estão apresentadas na Tabela 1.1.

Tabela 1.1. Massa e espessura dos cárteres estudados nesta pesquisa.

cárter 1.4 8V			cárter 1.9 16V	
Material	Aço	Quiet Steel	Aço	Quiet Steel
Massa [kg]	1,24	1,45	2,15	2,24
Espessura [mm]	1,25	1,35	1,25	1,50

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Quantificar e comparar os parâmetros modais e a perda de transmissão sonora de dois modelos de cárteres feitos de aço e do material multicamada Quiet Steel.

1.2.2 Objetivos específicos

- Elaboração de um modelo de elementos finitos (FEM) para estimar os parâmetros modais dos dois modelos de cárteres nas condições livre e fixo;
- Realização de análise modal experimental (AME) para estimativa de parâmetros modais para cada cárter nas condições livre e fixo;
- Comparação, calibração e validação dos resultados do FEM com o AME;
- Medição da perda de transmissão de cada cárter.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO CONTEÚDO

No Capítulo 2 será apresentada uma revisão teórica dos conceitos da análise modal, método dos elementos finitos, perda de transmissão sonora e do material multicamada usado neste trabalho. Na Seção 2.1 serão apresentados os conceitos teóricos da análise modal que servirão como base no desenvolvimento do modelo de elementos finitos e da análise modal experimental, com o fim de encontrar os parâmetros modais, necessários para caracterizar o comportamento vibratório dos cárteres de óleo 1.4 8V e 1.9 16V. Na Seção 2.2 são mostrados os conceitos básicos e as principais características relacionadas ao método dos elementos finitos FEM e são mencionados também outros métodos numéricos utilizados em engenharia. Na Seção 2.3 são apresentados os conceitos básicos de perda de transmissão sonora e a sua teoria conhecida para painéis retangulares finitos e infinitos. A segunda seção deste Capítulo trata sobre o desenvolvimento das equações usadas para a medição da PT em duas salas reverberantes adjacentes e as possíveis

fontes de erros e correções. Na seção 2.4 é descrito o material multicamada chamado comercialmente Quiet Steel com o qual foram feitos os cárteres. São mostradas aqui as características gerais dos materiais visco-elásticos, assim como seus mecanismos de amortecimento nestas estruturas multicamadas.

No Capítulo 3 são apresentados os resultados obtidos dos experimentos e simulação e as metodologias aplicadas. Na Seção 3.1 mostra-se o desenvolvimento das AME para o cárter 1.4 8V de aço, cárter 1.4 8V de Quiet Steel, cárter 1.9 16V de aço e cárter 1.9 16V de Quiet Steel, submetidos a condições de contorno livre e fixa. Na Seção 3.2 são apresentados os detalhes da geração dos FEMs feitos dos cárteres de óleo 1.4 8V e 1.9 16V respectivamente, utilizando o software comercial de pré e pós processamentos para simulação CAE PATRAN, e as suas formas e frequências modais resultantes fornecidos pelo solver de análise de elementos finitos NASTRAN. Na Seção 3.3 mostram-se a metodologia, resultados e análise das medições da PT dos cárteres PT 1.4 8V e 1.9 16V, feitos de aço e de Quiet Steel, nas salas reverberantes do LVA da UFSC.

O Capítulo 4 mostra as comparações dos resultados das frequências e formas modais, simulados numericamente mediante o modelo de elementos finitos, com os resultados encontrados com a análise modal experimental para os cárteres de óleo 1.4 8V e 1.9 16V feitos de aço nas condições livres e fixa.

No Capítulo 5 aparecem as conclusões finais deste trabalho e sugestões para trabalhos posteriores.

CAPITULO 2: REVISÃO TEÓRICA

Na Seção 2.1 serão apresentados os conceitos teóricos da análise modal que serviram como base no desenvolvimento do modelo de elementos finitos e da análise modal experimental detalhado no Capítulo 3, com o fim de encontrar os parâmetros modais (frequências naturais, fatores de amortecimento e formas de vibração) necessários para caracterizar o comportamento vibratório dos cárteres de óleo 1.4 8V e 1.9 16V, conforme os objetivos desta dissertação. Na Seção 2.1.1 será abordada a problemática da análise modal através de três modelos: modelo físico, modelo modal e modelo de respostas. Na Seção 2.1.2 serão apresentados alguns conceitos básicos gerais da análise modal para um sistema de um grau de liberdade. Na Seção 2.1.3 são definidos os diferentes tipos de funções respostas em frequência e desenvolvida, em particular, a função receptância para os sistemas de um grau de liberdade vistos na Seção 2.1.2. Na Seção 2.1.4 são desenvolvidas as receptâncias para sistemas de múltiplos graus de liberdade: sem amortecimento, com amortecimento viscoso e histerético. Finalmente, na Seção 2.1.5 são classificados os métodos de identificação de parâmetros modais mais conhecidos e são detalhados aqueles que contêm o pacote de software comercial LMS/Test lab, o qual foi usado na análise modal experimental deste trabalho.

Na Seção 2.2 são apresentados os conceitos básicos e principais características relacionadas ao método dos elementos finitos FEM (*Finite Element Method*). São mencionados também outros métodos numéricos utilizados em engenharia.

Na Seção 2.3 serão apresentados os conceitos básicos da PT e a sua teoria conhecida para painéis retangulares finitos e infinitos. Esta última apresentação tem como objetivo obter uma visão intuitiva das principais características relacionadas ao fenômeno de transmissão sonora, antes de obter resultados experimentais de uma peça com geometria complexa como é o cárter de óleo. A seção 2.3.2 traz o desenvolvimento das equações usadas para a medição da PT em duas salas reverberantes adjacentes e as possíveis fontes de erros e correções.

2.1 TEORIA DE ANÁLISE MODAL

As próximas subseções mostram um resumo da teoria do análise modal encontrada comumente nos principais livros e textos desta matéria (em

particular EWINS, 2000 [3], MAIA, 1997 [4] , JORDAN, 1997 [5] e ALLEMANG; BROWN, 1998 [6]).

2.1.1 Modelos na Análise Modal

A análise modal de uma estrutura pode ser levada a cabo teoricamente ou experimentalmente. Para ambos os casos são envolvidos três modelos diferentes: *modelo físico*, *modelo modal* e *modelo de respostas* (EWINS, 2000 [3]).

O *modelo físico* descreve a estrutura através das suas características físicas. Quando se trata de geometrias contínuas simples, o modelo físico é possível ser representado através de funções matemáticas. No caso de geometrias contínuas complexas ou estruturas compostas por corpos sólidos ligados por molas e amortecedores, o modelo físico é representado geralmente por matrizes de massa, rigidez e amortecimento, sendo necessária uma discretização das estruturas contínuas.

A partir do modelo físico pode-se executar uma análise modal teórica, a qual leva a uma descrição do comportamento da estrutura como um conjunto de modos de vibração ou *modelo modal*, o qual contém os parâmetros modais; frequências naturais, fatores ou coeficientes de amortecimento (se disponível) e correspondentes formas de vibrar.

Se estão disponíveis as matrizes de massa, rigidez e amortecimento, os parâmetros modais podem ser determinados numericamente, através da solução de um problema de auto-valores e auto-vetores.

Os parâmetros modais são determinados a partir dos movimentos livres da estrutura. Quando são analisadas as respostas forçadas do sistema chega-se ao *modelo de respostas*. Este modelo permite caracterizar a estrutura sob estudo através das respostas que ela apresenta à aplicação de forças. O *modelo de respostas* é composto por uma matriz de FRFs do sistema.

Quando é feita uma análise modal teórica de uma estrutura, o procedimento analítico começa no *modelo físico*, passa pelo *modelo modal* e termina no *modelo de respostas* (ver Figura 2.1). Este foi o caminho seguido para encontrar analiticamente os parâmetros modais dos cárteres de óleo tratados neste trabalho, com a ajuda do método de elementos finitos, os quais aparecem na Seção 3.2.

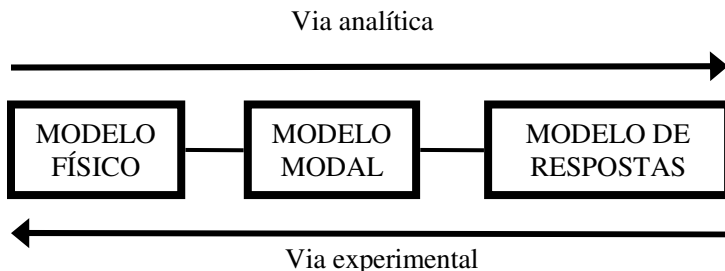


Figura 2.1. Modelos para a análise modal e a direção do processo experimental e analítico.

Quando é feita uma análise modal experimental o processo é ao contrário. Primeiro são medidas as FRFs da estrutura para obter o *modelo de respostas*, logo aplicando os métodos de extração de parâmetros modais é possível encontrar o *modelo modal* da estrutura. Finalmente, o modelo modal pode ser utilizado para identificar parâmetros em um modelo físico que tenha sido admitido como viável.

A Seção 3.1 mostra os detalhes da análise modal experimental feito aos cârteres de óleo em questão.

2.1.2 Sistema de um Grau de Liberdade

O *modelo físico* de um sistema mecânico de um grau de liberdade (*single degree of freedom SDOF*) representado na Figura 2.2, consiste em uma massa m , uma mola com rigidez k , além de um amortecimento viscoso c ou um amortecimento histerético h (ou estrutural). Uma força externa $f(t)$ é aplicada à massa que produz nela um deslocamento $x(t)$.

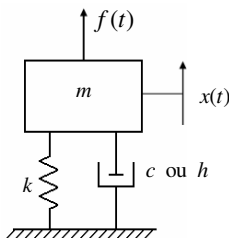


Figura 2.2. Representação de um sistema mecânico de um grau de liberdade.

2.1.2.1 Sistema não amortecido

Neste caso o *modelo físico* consiste da massa m e da mola com rigidez k . Para o *modelo modal* consideram-se as propriedades do sistema sem força externa, isto é $f(t) = 0$. A força reativa exercida pela mola é igual a $-kx(t)$. Aplicando a segunda lei de Newton na massa m , a equação de movimento é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (0.1)$$

Considerando a solução do tipo $x(t) = Xe^{i\omega t}$ obtém-se a equação característica:

$$(k - \omega^2 m) = 0 \quad (0.2)$$

A frequência natural para um sistema não amortecido então é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (0.3)$$

O *modelo modal* consiste de uma única solução com frequência natural ω_0 .

2.1.2.2 Sistema com Amortecimento Viscoso

Quando se tem amortecimento tipo viscoso, a força reativa é diretamente proporcional à velocidade e igual a $-c\dot{x}(t)$. Aplicando a segunda lei de Newton à massa m , a equação do movimento para vibração livre é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (0.4)$$

Considerando a solução do tipo $x(t) = Xe^{st}$, com $s \in \mathbb{C}$, obtém-se a equação característica:

$$(s^2 m + sc + k) = 0 \quad (0.5)$$

Obtém-se as seguintes raízes que são complexas:

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \frac{\sqrt{c^2 - 4km}}{2m} = -\zeta\omega_n \pm i\sqrt{1 - \zeta^2}\omega_n = -\zeta\omega_n \pm i\omega_d \quad (0.6)$$

onde $\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$ é a frequência natural amortecida e ζ é o fator de amortecimento viscoso (ou coeficiente de amortecimento viscoso), dado por $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$.

Aqui admite-se que o sistema apresente amortecimento subcrítico ($\zeta < 1$), ou seja que ele apresenta comportamento oscilatório ao se mover livremente. Os sistemas aos quais é aplicada a análise modal são normalmente sub-amortecidos.

A solução modal, então fica da forma:

$$\begin{aligned} x(t) &= X e^{-\zeta \omega_n t} e^{i \omega_d t} + X^* e^{-\zeta \omega_n t} e^{-i \omega_d t} = \\ &= e^{-\zeta \omega_n t} [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)] \end{aligned} \quad (0.7)$$

a qual é um só modo de vibração com uma frequência natural complexa. A primeira exponencial com valor real faz o deslocamento tender a zero no tempo. O segundo termo representa o movimento oscilatório do deslocamento.

2.1.2.3 Sistema com Amortecimento Histerético

Todas as estruturas exibem um grau de amortecimento devido à propriedade de histerese do material do qual é feito. O amortecimento histerético é caracterizado por ser a força diretamente proporcional à velocidade e inversamente proporcional à frequência e igual a $-\frac{h}{\omega} \dot{x}(t)$.

Aplicando novamente a segunda lei de Newton à massa m , a equação do movimento é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + \frac{h}{\omega} \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (0.8)$$

A solução desta equação no caso livre não é tão simples visto que um coeficiente da equação dependente da frequência, mas será analisado na próxima seção no caso forçado.

2.1.3 Funções resposta em frequência FRF

As *funções respostas em frequências* FRF, descrevem a relação entre as amplitudes complexas das forças aplicadas e as amplitudes complexas das consequentes respostas, quando o sistema já entrou em regime permanente. Uma FRF é uma função da frequência medida entre

dois pontos da estrutura e é uma característica dela, independente da força aplicada.

Na prática, o sinal mecânico da entrada é uma força que excita a estrutura em uma determinada faixa de frequências, com amplitudes e fase conhecidas, enquanto que a resposta pode ser medida em termos de aceleração, velocidade ou deslocamento.

A geração de força geralmente é feita por atuadores electro-magnéticos do tipo vibrador (*shaker*) ou impacto com martelo. Depois que os sinais de força e resposta são medidos no tempo, são calculadas as suas transformadas de Fourier para determinar as FRFs a partir das amplitudes e fases.

Os diferentes tipos de FRF são mostrados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1. Tipos de Funções Respostas em Frequência.

Tipo de Resposta	Resposta/Força	Força/Resposta
Deslocamento	Receptância = $\frac{X(\omega)}{F(\omega)}$	Rigidez Dinâmica = $\frac{F(\omega)}{X(\omega)}$
Velocidade	Mobilidade = $\frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)}$	Impedância Mecânica = $\frac{F(\omega)}{\dot{X}(\omega)}$
Aceleração	Inertância = $\frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)}$	Massa Aparente = $\frac{F(\omega)}{\ddot{X}(\omega)}$

Nos próximos desenvolvimentos das FRF tipo receptância, será considerada uma força harmônica na forma $f(t) = Fe^{i\omega t}$, e assumindo sistemas lineares, a resposta terá um comportamento similar do tipo: $x(t) = Xe^{i\omega t}$. As constantes F e X são valores das amplitudes complexas com fase geralmente diferentes.

2.1.3.1 Receptância de Sistema não Amortecido

A equação de movimento forçado do sistema sem amortecimento é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (0.9)$$

A solução harmônica fica:

$$(k - \omega^2 m) X = F \quad (0.10)$$

A FRF tipo receptância é então:

$$\alpha_R(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m)} = \frac{1/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} \quad (0.11)$$

O valor da receptância para um sistema sem amortecimento adota somente valores reais, tem um valor real positivo para $\omega < \omega_n$ (força e deslocamento em fase), um valor infinito quando $\omega = \omega_n$ e valores negativos para $\omega > \omega_n$ (força e deslocamento com direções opostas). Isto é, a fase muda abruptamente desde 0° a 180° na ressonância.

2.1.3.2 Receptância de Sistema com Amortecimento Viscoso

A equação de movimento forçado do sistema com amortecimento viscoso é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (0.12)$$

A solução harmônica fica:

$$(k - \omega^2 m + i\omega c) X = F \quad (0.13)$$

A FRF tipo receptância é então:

$$\alpha_R(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} = \frac{1/k}{1 - \left(\omega/\omega_n\right)^2 + i2\xi\left(\omega/\omega_n\right)} \quad (0.14)$$

A Figura 2.3 mostra o módulo da receptância e a fase de um sistema SDOF com uma massa de $1[kg]$, uma mola com constante de rigidez igual a $100[N/m]$ e amortecimento viscoso igual a $1[Ns/m]$. O sistema tem um máximo de amplitude não infinita na frequência de ressonância igual a $9,975[rad/s]$. A fase para $0[rad/s]$ é $0[rad]$. A fase começa a mudar até ser igual a $-\pi/2$ na frequência de ressonância. Acima da frequência de ressonância a fase aproxima-se assintoticamente a $-\pi$.

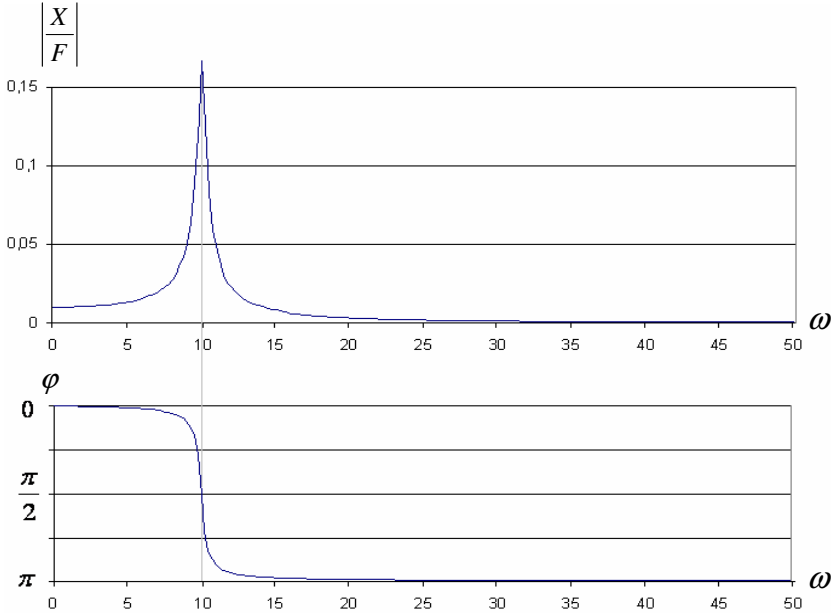


Figura 2.3. Módulo da receptância (acima) de um sistema com amortecimento viscoso e o seu respectivo ângulo de fase (abaixo).

Avaliando $\omega=0$ na Equação (0.14), a receptância adota o valor $1/k$. Isto pode ser visto também na Figura 2.3.

2.1.3.3 Receptância do Sistema com Amortecimento Histerético

A equação de movimento do sistema com amortecimento histerético forçado é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + \frac{h}{\omega} \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (0.15)$$

A solução harmônica fica:

$$\left(k - \omega^2 m + ih \right) X = F \quad (0.16)$$

A FRF tipo receptância chega ser então:

$$\alpha_R(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - m\omega^2) + ih} = \frac{1/k}{1 - \left(\omega/\omega_n \right)^2 + i\eta} \quad (0.17)$$

onde $\eta = h/k$ é o coeficiente de amortecimento estrutural (ou histerético). Agora, o termo imaginário no denominador é constante e não depende da frequência.

As curvas de receptância e fase do sistema SDOF com amortecimento histerético têm formas similares às mostradas no caso de amortecimento viscoso na Figura 2.3.

Em qualquer dos casos analisados aqui, para passar do módulo da receptância para o módulo da mobilidade, deve-se multiplicar a curva original por ω . Para chegar à inertância, multiplica-se a curva da mobilidade novamente por ω . Quando $\omega \rightarrow \infty$, as curvas de receptância e mobilidade tendem a zero. Para amortecimento tipo histerético, as tendências das curvas são semelhantes.

A curva FRF tipo mobilidade na região de ressonância, com ambas as abscissas e ordenadas em escala logarítmica, é uma curva praticamente simétrica em relação à frequência de ressonância (ver Figura 2.4). A região de baixas frequências é dominada pela rigidez, apresentando um comportamento assintótico à reta crescente ω/k , enquanto que a região de altas frequências é dominada pela massa, tendo um comportamento assintótico á reta decrescente $1/(m\omega)$. A amplitude da ressonância é definida pelo amortecimento. A relação Q , entre os valores de pico da curva e o valor onde as retas de rigidez e de massa se cruzam, é igual a $Q=1/(2\zeta)$ no caso de amortecimento viscoso e $Q=1/\eta$ para amortecimento histerético.

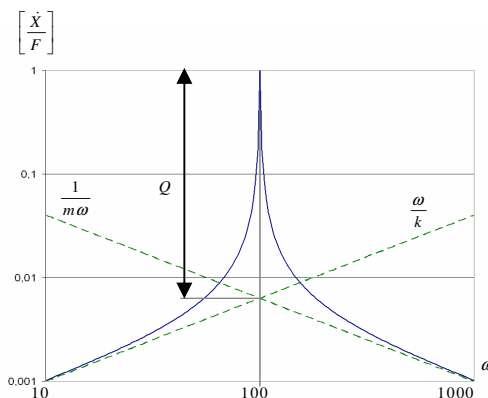


Figura 2.4. Módulo da mobilidade e as linhas de massa e rigidez em escala log x log para um sistema com amortecimento viscoso.

2.1.4 Receptância para Sistema de Múltiplos Graus de Liberdade (MDOF)

Para um sistema com n posições de resposta e m posições de aplicação de força, é possível obter uma matriz de receptâncias $[\alpha(\omega)]_{n \times m}$ na seguinte forma:

$$[\alpha(\omega)]_{n \times m} = \begin{bmatrix} \alpha_{11}(\omega) & \alpha_{12}(\omega) & \cdots & \alpha_{1(m-1)}(\omega) & \alpha_{1m}(\omega) \\ \alpha_{21}(\omega) & \ddots & \vdots & \ddots & \alpha_{2m}(\omega) \\ \vdots & \cdots & \alpha_{jk}(\omega) & \cdots & \vdots \\ \alpha_{(n-1)1}(\omega) & \ddots & \vdots & \ddots & \alpha_{(n-1)m}(\omega) \\ \alpha_{n1}(\omega) & \alpha_{n2}(\omega) & \cdots & \alpha_{n(m-1)}(\omega) & \alpha_{nm}(\omega) \end{bmatrix}$$

Cada receptância $\alpha_{jk}(\omega)$ da matriz pode ser escrita como um somatório (superposição) de termos onde cada um dos quais representa o comportamento de um sistema de um grau de liberdade. Isto possibilita analisar cada FRF como uma superposição de respostas individuais de vários sistemas de um grau de liberdade, correspondente aos modos de vibração da estrutura. Um modo de vibração é uma característica global da estrutura, pelo que é esperado que ele apareça, a princípio, em todas as receptâncias que são determinadas a partir do mesmo.

As FRF para um sistema MDOF podem ser uma *FRF pontual* ou *FRF de transferência*. Uma FRF pontual é aquela em que o ponto de medição da resposta j é o mesmo ponto da aplicação da força k ($j = k$). Uma FRF de transferência é aquela onde o ponto de medição é diferente do ponto de aplicação da força ($i \neq j$).

2.1.4.1 Receptância de um Sistema de MDOF não Amortecido

Um sistema mecânico de N graus de liberdade não amortecido e livre pode ser escrito na seguinte forma matricial:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (0.18)$$

onde $[M]$ e $[K]$ são as matrizes de massa e rigidez respectivamente e $\{f\}$ o vetor das forças aplicadas em cada massa neste caso com valores zero.

Considerando soluções harmônicas com frequência ω , na forma $x_j(t) = X_j e^{i\omega t}$, a Equação (0.18) fica:

$$([K] - \omega^2 [M])\{X\} = \{0\} \quad (0.19)$$

ou

$$[M]^{-1} [K]\{X\} = \omega^2 \{X\} \quad (0.20)$$

Esta última equação é semelhante à equação $[A]\{X\} = \lambda\{X\}$ que é a definição clássica de um problema de auto-valores. Os valores de λ para os quais o problema admite soluções $\{X\}$ não nulas são os auto valores da matriz $[A]$. Na Equação (0.20), os autovalores da matriz $[M]^{-1} [K]$ correspondem às frequências naturais não amortecidas elevadas ao quadrado ($\lambda = \omega_r^2$). O r-ésimo auto vetor $\{\psi\}_r$ é obtido inserindo o r-ésimo auto valor nesta equação, tendo a forma:

$$\{\psi\}_r = \begin{Bmatrix} X_{1_r} \\ \vdots \\ X_{N_r} \end{Bmatrix}$$

Este auto-vetor tem a informação das amplitudes de deslocamento, ou forma de vibração, de cada uma das N massas para o modo r. Os auto-vetores podem ser admitidos como colunas da matriz $[\Psi] = [\{\psi\}_1 \quad \cdots \quad \{\psi\}_N]$. Esta matriz $[\Psi]$ pode ser usada para diagonalizar as matrizes $[M]$ e $[K]$ da seguinte forma:

$$[\Psi]^T [M] [\Psi] = [diag \{m_{g_r}\}] \quad (0.21)$$

$$[\Psi]^T [K] [\Psi] = [diag \{k_{g_r}\}] \quad (0.22)$$

Os valores m_{g_r} e k_{g_r} são chamados massa generalizada e rigidez generalizada. A frequência natural ω_{n_r} é obtida como num sistema SDOF:

$$\omega_{n_r} = \sqrt{\frac{k_{g_r}}{m_{g_r}}} \quad (0.23)$$

Os auto-vetores da matriz $[\Psi]$ podem ser normalizados para formar a matriz $[\Phi]$ tal que $[\Phi] = \frac{1}{\sqrt{m_{g_r}}}[\Psi]$. Assim, as Equações (0.21) e (0.22) agora ficam:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad (0.24)$$

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = [diag\{\omega_{n_r}^2\}] \quad (0.25)$$

Considerando o sistema forçado, a Equação (0.19) fica como $([K] - \omega^2 [M])\{X\} = \{F\}$ e, portanto, a matriz de receptâncias $[\alpha(\omega)]$ é dada por:

$$[\alpha(\omega)] = ([K] - \omega^2 [M])^{-1} \quad (0.26)$$

Cada elemento $\alpha_{jk}(\omega)$ da matriz $[\alpha(\omega)]$ representa a resposta no ponto j à única força unitária aplicada no ponto k. Assim, quando este elemento é multiplicado pela amplitude de força F_k , tem-se a contribuição desta força à resposta X_j . Aplicando a superposição, têm-se as respostas totais.

Porém, a matriz de receptâncias $[\alpha(\omega)]$ pode ser também obtida utilizando a matriz de auto-vetores normalizados $[\Phi]$ da seguinte forma:

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi] [diag(\omega_{n_r}^2 - \omega^2)^{-1}] [\Phi]^T \quad (0.27)$$

Podemos observar que a matriz $[\alpha(\omega)]$ é simétrica; $\alpha_{jk}(\omega) = \alpha_{kj}(\omega)$. Isto é, o *princípio de reciprocidade* que, neste caso, estabelece que a resposta no ponto j, causada pela força no ponto k, é igual a resposta no ponto k causada pela força no ponto j.

Cada receptância $\alpha_{jk}(\omega)$ da matriz $[\alpha(\omega)]$ é dada por:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r\phi_j {}_r\phi_k}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2} = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r\psi_j {}_r\psi_k}{m_{g_r} (\omega_{n_r}^2 - \omega^2)} \quad (0.28)$$

onde ${}_r\phi_j$ representa o j-ésimo elemento do r-ésimo auto-vetor $\{\phi\}_r$ e N é o número de modos envolvidos na receptância que é igual ao número de DOF.

A Equação (0.28) pode também ser escrita na forma:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_rA_{jk}}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2} \quad (0.29)$$

onde a constante ${}_rA_{jk} = {}_r\phi_j {}_r\phi_k$ é conhecida como *constante modal*.

É importante notar que ${}_rA_{jk}$ pode ser nula se ${}_r\phi_j = 0$ e/ou ${}_r\phi_k = 0$, ou seja, se o ponto j de medição da resposta e/ou o ponto k onde está aplicada a força são pontos de nó¹ da forma de vibrar para o r-ésimo modo.

2.1.4.2 Receptância de um Sistema de MDOF com Amortecimento Viscoso Proporcional

Para um sistema com amortecimento do tipo viscoso, a equação matricial do movimento é dada por:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (0.30)$$

onde $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento viscoso e rigidez, respectivamente.

O *amortecimento viscoso proporcional* é aquele que pode ser dado por:

$$[C] = \beta[K] + \gamma[M] \quad (0.31)$$

Neste caso, a matriz de auto-vetores reais normalizados $[\Phi]$, obtida no caso não amortecido, permite a diagonalização das matrizes $[M]$, $[C]$ e $[K]$. Assim, seguindo o mesmo método da Seção 2.1.4.1, a receptância $\alpha_{jk}(\omega)$ é dada por:

¹ Um ponto de nó é aquele ponto em que a sua amplitude é nula para algum modo de vibração

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2 + i2\zeta_r \omega \omega_{n_r}} \quad (0.32)$$

onde ζ_r é o fator de amortecimento do r-ésimo modo de vibração dado por:

$$\zeta_r = \frac{c_{g_r}}{2m_{g_r} \omega_{n_r}} = \frac{\beta k_{g_r} + \gamma m_{g_r}}{2m_{g_r} \omega_{n_r}} = \frac{\beta \omega_{n_r}}{2} + \frac{\gamma}{2\omega_{n_r}} \quad (0.33)$$

2.1.4.3 Receptância de um Sistema de MDOF com Amortecimento Histerético Proporcional

Para um sistema com amortecimento do tipo histerético, a equação matricial do movimento é dada por:

$$[M]\{\ddot{x}\} + \frac{1}{\omega}[H]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (0.34)$$

onde $[M]$, $[H]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento histerético e rigidez respectivamente.

O *amortecimento histerético proporcional* é aquele que pode ser dado por:

$$[H] = \beta[K] + \gamma[M] \quad (0.35)$$

Neste caso também, a matriz de auto-vetores normalizados $[\Phi]$ permite a diagonalização das matrizes $[M]$, $[H]$ e $[K]$. Assim, seguindo um procedimento similar ao da Seção 2.1.4.1, a receptância $\alpha_{jk}(\omega)$ é dada por:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega_{n_r}^2} \quad (0.36)$$

onde η_r é o fator de amortecimento do r-ésimo modo de vibração dado por:

$$\eta_r = \frac{h_{g_r}}{k_{g_r}} = \frac{\beta k_{g_r} + \gamma m_{g_r}}{k_{g_r}} = \beta + \frac{\gamma}{\omega_{n_r}^2} \quad (0.37)$$

2.1.4.4 Receptância de um Sistema de MDOF com Amortecimento Viscoso não Proporcional

Para um sistema com amortecimento do tipo viscoso geral, a equação matricial do movimento é similar à Equação (0.30), dada por:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (0.38)$$

Considerando o movimento livre podemos admitir a solução do tipo $\{x\} = \{X\}e^{st}$, onde s é agora um número complexo. A equação característica leva a um polinômio de ordem $2N$ em s , com coeficientes reais, cujas raízes são os auto-valores em pares conjugados complexos s_r e s_r^* . Os correspondentes auto-valores também são complexos, igualmente em pares conjugados complexos $\{\psi\}_r$ e $\{\psi^*\}_r$.

Cada auto-valor pode ser escrito na forma:

$$s_r = \omega_{n_r} \left(-\zeta_r + i\sqrt{1 - \zeta_r^2} \right) \quad (0.39)$$

e o seu par conjugado:

$$s_r^* = \omega_{n_r} \left(-\zeta_r - i\sqrt{1 - \zeta_r^2} \right) \quad (0.40)$$

onde ζ_r é o fator de amortecimento e ω_{n_r} é a frequência natural. A receptância $\alpha_{jk}(\omega)$, definida como o deslocamento resposta j devido à força de excitação k , com todas as outras forças iguais a zero, é dada por:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^{2N} \frac{r A_{jk}}{i\omega - s_r} \quad (0.41)$$

Devido ao aparecimento dos auto-valores e auto-vetores em pares conjugados, a Equação (0.41) pode ser escrita na forma:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{r A_{jk}}{i\omega - s_r} + \frac{r A_{jk}^*}{i\omega - s_r^*} \right) \quad (0.42)$$

ou

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{r A_{jk}}{\omega_{n_r} \zeta_r + i \left(\omega - \omega_{n_r} \sqrt{1 - \zeta_r^2} \right)} + \frac{r A_{jk}^*}{\omega_{n_r} \zeta_r + i \left(\omega + \omega_{n_r} \sqrt{1 - \zeta_r^2} \right)} \right) \quad (0.43)$$

Ainda, com alguns passos algébricos esta equação pode chegar à forma:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{2\omega_{n_r} \left[\left(\zeta_r u_{jk} - \sqrt{1 - \zeta_r^2} v_{jk} \right) + i \left(\frac{\omega}{\omega_{n_r}} \right) u_{jk} \right]}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2 + i2\zeta_r \omega \omega_{n_r}} \quad (0.44)$$

onde u_{jk} e v_{jk} são respectivamente as partes real e imaginária da constante modal A_{jk} complexa.

2.1.4.5 Receptância de um sistema de MDOF com amortecimento histerético

A expressão matricial da receptância para um sistema de múltiplos graus de liberdade (MDOF) com amortecimento histerético é dada por:

$$[M]\{\ddot{x}\} + \frac{1}{\omega}[H]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (0.45)$$

Admitindo $\{\dot{x}\} = i\omega\{x\}$, a equação fica estabelecida como:

$$[M]\{\ddot{x}\} + ([K] + i[H])\{x\} = \{f\} \quad (0.46)$$

Considerando a equação homogênea e a solução na forma $\{x\} = \{X\}e^{i\lambda t}$, então a Equação (0.46) transforma-se num problema de auto-vetores e auto-valores com matriz complexa:

$$([K] + i[H])\{X\} = \lambda^2 [M]\{X\} \quad (0.47)$$

Cada frequência natural e cada forma modal é descrita em termos de quantidades complexas. Os auto-valores podem ser escritos da seguinte maneira:

$$\lambda_r^2 = \omega_r^2 (1 + i\eta_r) \quad (0.48)$$

onde ω_r é a frequência natural e η_r é o fator de amortecimento para o modo r . A matriz de auto-vetores normalizados complexos $[\Phi]$ permite a diagonalização das matrizes $[M]$ e $([K] + i[H])$. Assim, seguindo o procedimento similar ao da Seção 2.1.4.1, a receptância $\alpha_{jk}(\omega)$ é dada por:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_{n_r}^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega_{n_r}^2} \quad (0.49)$$

Note-se que aparentemente as equações (0.36) e (0.49) são idênticas, mas a diferença está no valor ${}_r A_{jk}$ onde no caso de amortecimento histerético proporcional toma um valor real e no caso não proporcional o valor é complexo.

2.1.4.6 Generalização da Equação da Receptâncias para Sistemas MDOF

As equações, desenvolvidas para descrever as receptâncias nos sistemas vistos anteriormente, podem ser resumidas em forma genérica na seguinte forma:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{C_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + iD_r} \quad (0.50)$$

A

Tabela 2.2 mostra os diferentes valores que adotam as constantes C e D.

Tabela 2.2. Valores que adotam as constantes da Equação (0.50) para sistemas mecânicos com diferentes tipos de amortecimento.

Amortecimento do Sistema	C_r	D_r
Sem amortecimento	$C_r \in \mathbb{R}$	$D_r = 0$
Amortecimento viscoso proporcional	$C_r \in \mathbb{R}$	$D_r \neq 0$ e $D_r(\omega)$
Amortecimento histerético proporcional	$C_r \in \mathbb{R}$	$D_r = \text{Constante} \neq 0$
Amortecimento viscoso não proporcional	$C_r \in \mathbb{C}$ e $C_r(\omega)$	$D_r \neq 0$ e $D_r(\omega)$
Amortecimento histerético não proporcional	$C_r \in \mathbb{C}$	$D_r = \text{Constante} \neq 0$

2.1.4.7 Transformada de Laplace

Uma maneira mais direta de derivar as respostas dinâmicas de um sistema sobre qualquer tipo de força de excitação é através do método da transformada de Laplace. Basicamente, este método converte a equação diferencial em equações algébricas fáceis de manipular. Por esta razão é que em alguns textos são generalizados alguns de seus conceitos para a análise modal e a identificação dos parâmetros modais, os quais serão abordados.

A transformada de Laplace $X(s)$ de uma função $x(t)$ é definida como:

$$X(s) = \mathcal{L}[x(t)] = \int_0^{+\infty} s^{-st} x(t) dt \quad (0.51)$$

onde s em geral é uma quantidade complexa conhecida como a variável Laplace.

Pode-se aplicar a transformada de Laplace para cada uma das equações do movimento vistas anteriormente. Por exemplo, aplicando a transformada a cada lado da Equação (0.12) para 1 grau de liberdade (SDOF), tem-se:

$$\mathcal{L}[m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t)] = \mathcal{L}[f(t)] \quad (0.52)$$

onde

$$\begin{aligned} \mathcal{L}[m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t)] &= m[s^2 X(s) - sx(0) - \dot{x}(0)] + c[sX(s) - x(0)] + kX(s) = \\ &= (ms^2 + cs + k)X(s) - msx(0) - m\dot{x}(0) - cx(0) \end{aligned}$$

e $\mathcal{L}[f(t)] = F(s)$, logo:

$$(ms^2 + cs + k)X(s) = F(s) + m\dot{x}(0) + (ms + c)x(0) \quad (0.53)$$

onde $x(0)$ e $\dot{x}(0)$ são o deslocamento e velocidade iniciais, respectivamente. Se estas condições iniciais são zero, o que é equivalente a ignorar a solução da equação homogênea, a função de transferência $H(s)$ definida como a razão entre a transformada da resposta pela transformada da força aplicada pode ser expressa por:

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} = \frac{1}{m(s - s_1)(s - s_2)} \quad (0.54)$$

O valor de $H(s)$ é uma função da quantidade complexa s . O denominador da Equação (0.54) é a equação característica, a qual as raízes s_1 e s_2 dadas por:

$$\begin{aligned} s_1 &= \sigma + i\omega_d \\ s_2 &= \sigma - i\omega_d \end{aligned} \quad (0.55)$$

sendo $\sigma = -\zeta\omega_n$ e ω_d a frequência natural amortecida dada por $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$.

Estas duas raízes da equação característica são chamadas *pólos da função de transferência*, as quais podem ser vistas no plano de Laplace da Figura 2.5.

A Equação (0.54) também pode ser expressa da seguinte forma:

$$H(s) = \frac{1}{m(s - s_1)(s - s_1^*)} = \frac{A}{(s - s_1)} + \frac{A^*}{(s - s_1^*)} \quad (0.56)$$

onde os valores complexos conjugados A e A^* são definidos como os *resíduos* da função de transferência, estando diretamente relacionados com as amplitudes da função resposta impulso. Para um sistema SDOF, o resíduo A é puramente imaginário, para sistemas MDOF os *resíduos* são geralmente valores complexos.

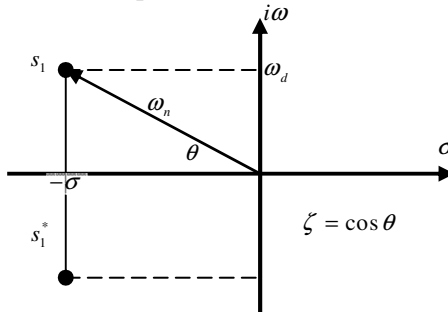


Figura 2.5. Representação de um pólo no plano do Laplace.

Avaliando a função de transferência somente no domínio da frequência obtém-se:

$$H(\omega) = H(s)|_{s=i\omega} = \left[\frac{A}{(s - s_1)} + \frac{A^*}{(s - s_1^*)} \right]_{s=i\omega} = \frac{A}{i\omega - s_1} + \frac{A^*}{i\omega - s_1^*} \quad (0.57)$$

Esta equação corresponde a Função Resposta em Frequência para um sistema SDOF com amortecimento viscoso representado pela Equação (0.38). O resultado aqui é similar ao resultado obtido

anteriormente da Equação (0.42). A função de transferência encontrada da Equação (0.57) corresponde à FRF de receptância onde o *resíduo* A é a *constante modal* $r_{A_{jk}}$ para um grau de liberdade, ou seja, ${}_1A_{11} = A$. Os pólos definidos aqui são os auto-valores. Tanto os *pólos* (auto-valores) e *resíduos* (constante modal) em geral, adotam valores complexos em pares conjugados.

2.1.5 Métodos de Identificação de Parâmetros Modais

Nos anos 70 e 80 foi desenvolvida uma vasta faixa de métodos e técnicas de identificação de parâmetros modais. Alguns deles com melhor desempenho têm sido integrados nos softwares comerciais. Hoje encontram-se sistemas com hardware e softwares integrados que, além de estimar os parâmetros modais, fazem cálculos de pré e pós processamentos tais como: definição de geometria, animação de modos, predição de modificação estrutural, acoplamento de estruturas, etc. (MAIA, 1997 [4]).

2.1.5.1 Classificação dos Métodos de Identificação de Parâmetros Modais

Existem métodos no domínio da frequência e no domínio do tempo. Uma categoria especial é o método da senóide sintonizada. Os primeiros métodos usados trabalhavam no domínio da frequência, mas problemas associados com a resolução da frequência, densidades modais altas e dispersas, conduziu a tratar os métodos no domínio do tempo.

Em termos muito gerais, os modelos no domínio do tempo são melhores para faixas de frequências grandes ou grande número de modos, enquanto que os modelos no domínio da frequência são melhores para faixas de frequências e número de modos relativamente pequenos. Porém, métodos no domínio do tempo têm uma desvantagem importante; eles podem não tomar em conta os efeitos residuais de modos que se encontram fora da faixa de frequências de análise. É por isto que há alguns anos atrás retornaram as técnicas no domínio da frequência, as quais podem melhorar a exatidão dos resultados pela contabilização dos termos residuais ou por incrementar a ordem do modelo.

Os métodos no domínio da frequência e no tempo podem ser divididos em métodos indiretos (ou modais) e métodos diretos. Nos métodos indiretos, a identificação das FRF é baseada no modelo modal

(parâmetros modais). Nos métodos diretos, a identificação é baseada diretamente no modelo físico (ou espacial), isto é, sobre a equação matricial geral do equilíbrio dinâmico para resolver o problema de auto-valores e auto-vetores.

Outra divisão pode ser feita em relação ao número de modos que podem ser analisados. Os métodos podem ser divididos em análises de SDOF e análises de MDOF. No domínio do tempo temos somente análises MDOF, enquanto que no domínio da frequência temos análises SDOF ou MDOF com métodos indiretos. Métodos diretos são aplicados somente a análises de MDOF.

Alguns métodos de análise modal são aplicados em uma FRF por vez. Estes são chamados de métodos de uma entrada e uma saída SISO (*single-input-single-output*). Outros métodos permitem analisar várias FRFs simultaneamente, com respostas tomadas em vários pontos da estrutura, mas com um ponto de excitação (por exemplo usando um *shaker* em um ponto da estrutura e acelerômetro(s) em diferentes pontos dela). Estes são chamados de métodos globais ou métodos SIMO (*single-input-multi-output*)². O fundamento deste método é que os parâmetros modais (frequências, amortecimentos e modos de vibração) são próprios da estrutura global e aparecem em cada uma das FRFs medidas (exceto nos pontos de nó). Também existem métodos MIMO, os quais processam todas as FRFs disponíveis simultaneamente de vários pontos de excitação e respostas. Estes métodos são também usualmente chamados métodos *polyreference*.

A Figura 2.6 mostra a classificação geral dos métodos de identificação de parâmetros modais. As figuras Figura 2.7 e Figura 2.8 mostram esta classificação para métodos no tempo e na frequência respectivamente (MAIA, 1997 [4]).

Pode-se observar a grande quantidade de métodos diferentes de identificação de parâmetros modais existentes.

² O método de medição com martelo, onde todas as respostas são medidas em um único ponto e a força é aplicada em vários pontos, pode-se considerar como SIMO devido ao princípio de reciprocidade ($\alpha_{jk}(\omega) = \alpha_{kj}(\omega)$).

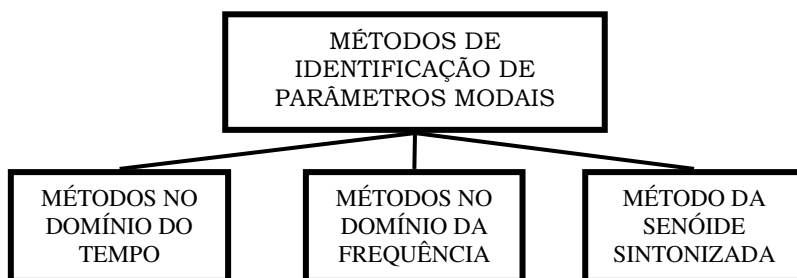


Figura 2.6. Classificação geral dos métodos de identificação de parâmetros modais. Fonte: MAIA, 1997 [4].

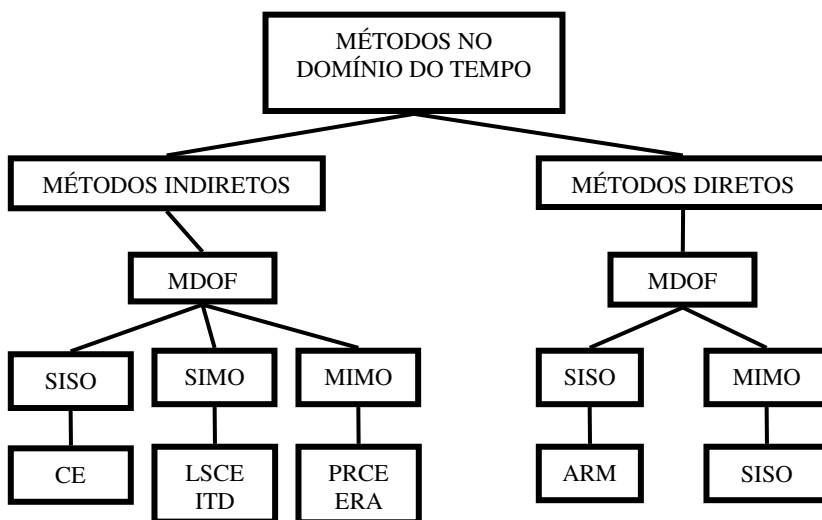


Figura 2.7. Classificação dos métodos de identificação de parâmetros modais no domínio do tempo. Fonte: MAIA, 1997 [4].

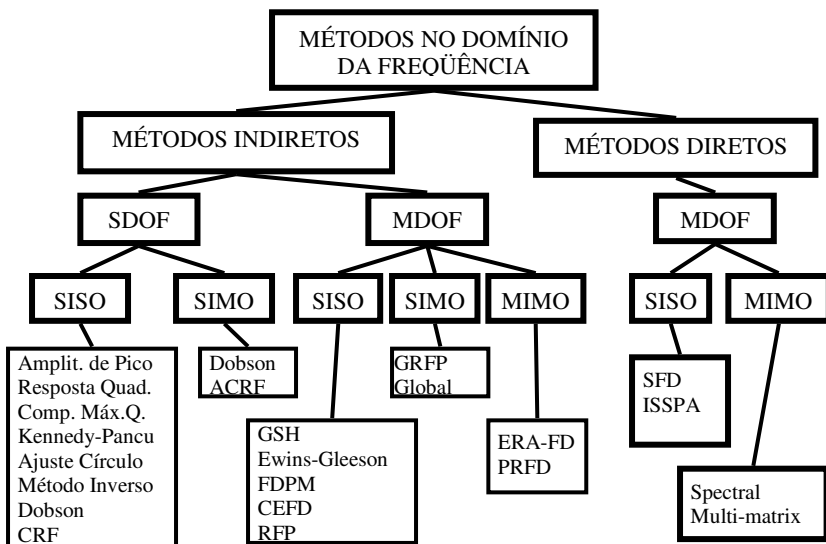


Figura 2.8. Classificação dos métodos de identificação de parâmetros modais no domínio da frequência. Fonte: MAIA, 1997 [4].

Para a análise modal experimental deste trabalho (Seção 3.1) foi utilizado o software comercial *Modal Analysis* do pacote de softwares Test.Lab da empresa LMS. A seguir, serão expostos os métodos utilizados por este software e, portanto, no AME deste trabalho.

2.1.5.2 Alguns Métodos no Domínio do Tempo

2.1.5.2.1 Método da Exponencial Complexa (CE)

Tal como se especifica na Figura 2.7, o método da exponencial complexa é um método indireto no domínio do tempo do tipo SISO (analisa uma FRF por vez) (MAIA, 1997 [4]). A equação base deste método é a Equação (0.43) de receptância para sistema com amortecimento viscoso na seguinte forma:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^{2N} \frac{r A_{jk}}{\omega_{n_r} \zeta_r + i(\omega - \omega_{d_r})} \quad (0.58)$$

onde

$$\begin{aligned}
 \omega_{d_r} &= \omega_{n_r} \sqrt{(1 - \zeta_r^2)} \\
 \omega_{d_{r+N}} &= -\omega_{d_r} \\
 {}_{r+N}A_{jk} &= {}_rA_{jk}^*
 \end{aligned} \tag{0.59}$$

O método CE utiliza a transformada inversa de Fourier na Equação (0.58) para encontrar a correspondente função resposta impulso $h(t)$ tal que:

$$h_{jk}(t) = \sum_{r=1}^{2N} {}_rA_{jk} e^{s_r t} \quad \text{ou} \quad h(t) = \sum_{r=1}^{2N} A_r' e^{s_r t} \tag{0.60}$$

onde $s_r = -\omega_{n_r} \zeta_r + i\omega_{d_r}$.

A FRF original é medida em intervalos igualmente separados de frequência Δf . A correspondente IRF terá intervalos Δt igualmente separados de tempo $\Delta t = (1/(N\Delta f))$. A resposta no tempo $h(t)$, com L intervalos Δt igualmente espaçados é dada por:

$$h_l = h(l\Delta t) = \sum_{r=1}^{2N} A_r' V_r^l \quad \text{para } l = 0, 1, 2, \dots, L. \tag{0.61}$$

onde $V_r = e^{s_r \Delta t}$. Os valores de A_r' e V_r são desconhecidos. A solução foi encontrada em 1975 e é conhecida como o método de Prony (MAIA, 1997 [4]). Considerando um número de amostras L maior que $4N$ (N é o número de modos ou raízes em pares conjugados), esta equação pode ser usada para estabelecer um problema de auto-valores cuja solução leva às frequências naturais contidas nos parâmetros V_r .

Sempre existe um polinômio em V_r de ordem L com coeficientes reais β , chamados auto-regressivos, que pode formar a seguinte combinação linear:

$$\beta_0 + \beta_1 V_r + \beta_2 V_r^2 + \dots + \beta_L V_r^L = 0 \quad \text{ou} \quad \sum_{j=0}^L \beta_j V_r^j = 0 \tag{0.62}$$

Multiplicando os coeficientes β em ambos os lados da Equação (0.61) e somando o resultado temos:

$$\sum_{j=0}^L \beta_j h_j = \sum_{j=0}^L \left(\beta_j \sum_{r=1}^{2N} A_r' V_r^j \right) = \sum_{r=1}^{2N} \left(A_r' \sum_{j=0}^L \beta_j V_r^j \right) \tag{0.63}$$

A somatória interior do último término desta equação é a mesma da Equação (0.62). Para encontrar os β_j consideramos por conveniência $L = 2N$, então;

$$\sum_{j=0}^{2N} \beta_j h_j = 0 \quad , \forall V_r \quad \text{com } r=1,2,3,...,2N \quad (0.64)$$

Fixando $\beta_{2N} = 1$, a Equação (0.64) pode ser arranjada da seguinte maneira:

$$\sum_{j=0}^{2N-1} \beta_j h_j = -h_{2N} \quad (0.65)$$

ou, escrito em forma vetorial:

$$\left\{ \begin{matrix} h_0 & h_1 & h_2 & \cdots & h_{2N-1} \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_{2N-1} \end{matrix} \right\} = -h_{2N} \quad (0.66)$$

Poder-se-ia repetir este processo com base na Equação (0.61) usando um conjunto diferente de dados. Considera-se agora o mesmo conjunto de dados, mas deslocado por um intervalo de tempo Δt , isto é:

$$\left\{ \begin{matrix} h_1 & h_2 & h_3 & \cdots & h_{2N} \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_{2N-1} \end{matrix} \right\} = -h_{2N+1} \quad (0.67)$$

Aplicando sucessivamente este procedimento, chegamos ao seguinte conjunto de $2N$ equações:

$$\left[\begin{matrix} h_0 & h_1 & h_2 & \cdots & h_{2N-1} \\ h_1 & h_2 & h_3 & \cdots & h_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{2N-1} & h_{2N} & h_{2N+1} & \cdots & h_{4N-2} \end{matrix} \right] \left\{ \begin{matrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_{2N-1} \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} h_{2N} \\ h_{2N+1} \\ \vdots \\ h_{4N-1} \end{matrix} \right\} \quad (0.68)$$

ou

$$\begin{matrix} [h] & \{\beta\} = \{h'\} \\ (2Nx2N) & 2Nx1 \quad 2Nx1 \end{matrix} \Leftrightarrow \{\beta\} = -[h]^{-1} \{h'\} \quad (0.69)$$

Conhecendo os coeficientes $\{\beta\}$, é possível calcular as raízes para cada V_r com a Equação (0.62). Usando a equação $V_r = e^{s_r \Delta t}$ e seu corresponde valor conjugado complexo, pode-se determinar as frequências naturais e fatores de amortecimento. Inserindo os valores de V_r na Equação (0.61) encontram-se os valores das constantes modais e a fase da FRF resolvendo a seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & \cdots & 1 \\ V_1 & V_2 & \cdots & V_{2N} \\ V_1^2 & V_2^2 & \cdots & V_{2N}^2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ V_1^{2N-1} & V_2^{2N-1} & \cdots & V_{2N}^{2N-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1' \\ A_2' \\ A_3' \\ \vdots \\ A_{2N}' \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} h_0 \\ h_1 \\ h_2 \\ \vdots \\ h_{2N-1} \end{Bmatrix} \quad (0.70)$$

Para obter uma matriz quadrada de $2Nx2N$ são considerados somente os primeiros $2N$ valores de h_j . De fato, é suficiente tomar N valores devido a que V_r e A_r' aparecem em pares complexos conjugados.

O método CE não precisa de estimações iniciais dos parâmetros modais, mas deve ser inserido um número inicial de modos (número de graus de liberdade) na análise. Logo, é feita uma análise inicial para este número de modos. Quando finalizada, as propriedades encontradas são usadas na Equação (0.58) para computar uma curva FRF regenerada, a qual é comparada com a curva FRF medida originalmente. Assim pode-se traçar uma curva desvio entre as duas curvas.

O procedimento completo é repetido inserindo diferentes números de modos. Com um gráfico de erro por número de modos, é possível determinar o número certo de modos. Um número de modos maior que este valor crítico causa a aparição de “modos computacionais” que não correspondem aos modos da estrutura.

2.1.5.2.2 Método da Exponencial Complexa dos Mínimos Quadrados (LSCE)

O método LSCE é uma extensão do método CE. É um método SIMO onde várias FRFs são processadas simultaneamente e obtidas

aplicando uma força em um ponto somente e medindo as respostas em vários pontos da estrutura, ou vise versa.

Utilizando a Equação (0.69) e sabendo que os parâmetros modais são globais, ou seja, são os mesmos para qualquer FRF obtida neste método SIMO, podemos escrever a seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} [h]_1 \\ [h]_2 \\ \vdots \\ [h]_m \end{bmatrix} \{\beta\} = \begin{Bmatrix} \{h'\}_1 \\ \{h'\}_2 \\ \vdots \\ \{h'\}_m \end{Bmatrix} \quad (0.71)$$

ou

$$\begin{matrix} [h_G] & \{\beta\} = \{h'_G\} \\ (2Nm \times 2N) & (2N \times 1) & (2N \times 1) \end{matrix} \quad (0.72)$$

A solução de mínimos quadrados pode ser encontrada através de técnica pseudo-inversa dada por:

$$\{\beta\} = \left([h_G]^T [h_G] \right)^{-1} [h_G]^T \{h'_G\} \quad (0.73)$$

O problema associado com a estimativa do número certo de modos ainda se mantém como no caso do método CE. O cálculo do ranking da matriz $[h_G]$ na Equação (0.72) pode ser usado para estimar o número ótimo de modos.

2.1.5.2.3 Método da Exponencial Complexa Polyreference (PRCE)

O método PRCE, que foi desenvolvido por Vold (1982 apud MAIA, 1997 [4]), é a extensão do método LSCE a uma versão MIMO. Ele inclui FRF com vários pontos de aplicação de força e vários pontos de resposta na estrutura. Isto soluciona o problema de um método SIMO onde é possível que o ponto de aplicação da força esteja localizado em um ponto de nó para algum modo.

2.1.5.3 Método de Mínimos Quadrados no Domínio da Frequência (LSFD)

Este método é uma técnica de MDOF para estimar os coeficientes dos modos de vibração. O método requer que já tenham sido estimados

os valores de frequências e amortecimentos. Ele pode ser usado para uma ou várias entradas ou referências.

Consideremos a Equação (0.60) na forma:

$$h_{ij}(t) = \sum_{r=1}^N \left({}_r A_{jk} e^{s_r t} + {}_r A_{jk}^* e^{s_r^* t} \right) \quad (0.74)$$

Sendo as frequências e amortecimentos modais conhecidos, então as incógnitas são as constantes modais. Para encontrá-las, esta equação é transformada no domínio da frequência na forma:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{{}_r A_{jk}}{i\omega - s_r} + \frac{{}_r A_{jk}^*}{i\omega - s_r^*} \right) + RS_{jk} - \frac{RI_{jk}}{\omega^2} \quad (0.75)$$

onde RS_{jk} e RI_{jk} são os resíduos superior e inferior respectivamente usados para aproximar as interferências dos modos nas frequências sobre ω_{max} e ω_{min} que definem a faixa de frequências de análise.

Deve-se notar que as constantes modais e os resíduos inferiores e superiores são características locais da estrutura e, portanto, são diferentes para cada FRF.

2.1.5.4 Funções Indicadoras de Modos [6]

As funções indicadoras de modo (MIF) são normalmente funções no domínio da frequência que apresentam mínimos e máximos locais nas frequências naturais dos modos reais. O número de funções indicadoras de modos que podem ser executadas é igual ao número de referências disponíveis nos dados medidos. Em uma FRF receptância, por exemplo, este número seria relacionado aos pontos de aplicação da força. A MIF primária mostra um mínimo ou máximo local em cada frequência natural do sistema testado. A MIF secundária mostra um mínimo ou máximo local em raízes repetidas ou pseudo-repetidas de segunda ordem. As MIF apresentam mínimos ou máximos locais para ordens sucessivamente mais altas de raízes repetidas ou pseudo-repetidas do sistema.

2.1.5.4.1 Função Indicadora de Modo Multi-variável (MvMIF) [6]

A MvMIF está baseada em encontrar um vetor força $\{F\}$ que excite um modo normal em cada frequência na faixa de frequência de interesse. Se um modo normal é excitado na sua frequência, a resposta

de tal vetor força estará 90° fora de fase. Assim, a parte real será muito pequena em comparação à imaginária da resposta. Para avaliar esta possibilidade, um problema de minimização pode ser formulado como:

$$\min_{|F|=1} \frac{\{F\}^T [H_{real}]^T [H_{real}] \{F\}}{\{F\}^T [H_{real}]^T [H_{real}] + [H_{imag}]^T [H_{imag}] \{F\}} = \lambda \quad (0.76)$$

onde $[H_{real}]$ e $[H_{imag}]$ é a matriz que contém os valores das FRFs reais e imaginários respectivamente. A solução deste problema de minimização consiste em encontrar o menor valor do auto-valor λ_{\min} e o correspondente auto-vetor $\{F\}_{\min}$ do problema:

$$[H_{real}]^T [H_{real}] \{F\} = \lambda \left([H_{real}]^T [H_{real}] + [H_{imag}]^T [H_{imag}] \right) \{F\} \quad (0.77)$$

Este problema de auto-valores e auto-vetores é calculado para cada frequência na faixa de frequências de interesse. As matrizes resultantes dos produtos $[H_{real}]^T [H_{real}]$ e $[H_{imag}]^T [H_{imag}]$ são quadradas com valores reais cuja medida é igual ao número de referências no conjunto de FRF medidas.

A Figura 2.1 mostra as funções MIF M_v MIF usadas neste trabalho para o Carter de óleo.

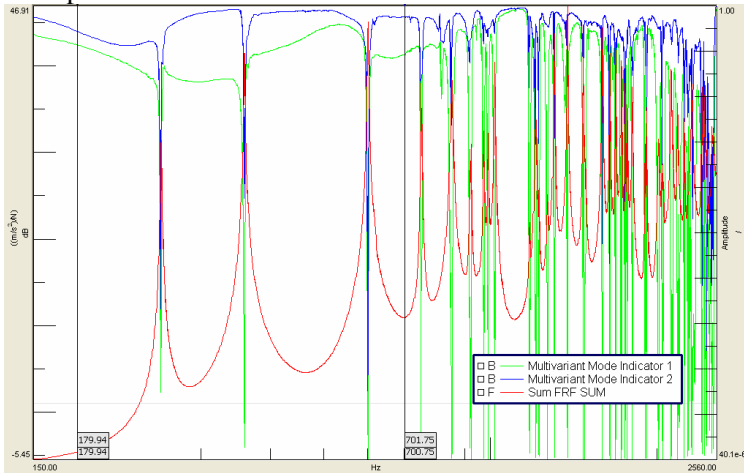


Figura 2.9. Função indicadora de modo MvMIF primária (verde) e secundária (azul). A curva vermelha corresponde à curva FRF soma de todas as FRF medidas.

2.2 TEORIA DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

2.2.1 Introdução

A maioria dos problemas de engenharia podem ser formulados através dos princípios da *mecânica do contínuo*. Assim, a matéria é tratada como um meio contínuo, sem vazios interiores e sem considerar sua estrutura molecular. Em consequência, a descrição matemática deste meio e de suas propriedades, pode-se realizar mediante funções contínuas e serem obtidas *soluções analíticas* exatas.

Estes problemas de física aplicada encontrados na engenharia podem ser abordados em duas maneiras. Pode-se aplicar o cálculo diferencial e integral com equações diferenciais que governam o comportamento de uma região infinitesimal, ou aplicar o cálculo variacional onde é postulado um princípio de extremum – variacional válido sobre uma região inteira (CRANDALL, 1956 [7]).

Estas duas abordagens são matematicamente equivalentes, uma solução exata de uma é a solução da outra. É possível fazer transições puramente matemáticas de um método para outro (ZIENKIEWICZ, 1971 [8]).

Qualquer seja a abordagem tomada, os problemas físicos podem ser associados a um *modelo matemático*. Porém, problemas com corpos com geometria e condições de contorno complexas encontram difíceis ou impossíveis *soluções analíticas exatas* das suas equações diferenciais governantes desenvolvidas pelos métodos clássicos. Surgem assim os *métodos numéricos*, os quais são soluções aproximadas e têm a vantagem de praticamente não apresentarem restrições quanto à geometria e condições de contorno.

Assim, a análise de engenharia pode ser dividida em duas categorias: métodos analíticos e métodos numéricos (MILLER, 1993 [9]).

Alguns métodos que fornecem soluções aproximadas abordam a solução da equação diferencial diretamente, aproximando-a em uma maneira discreta. Outros processos, como o de Ritz, e a sua variante, o método de elementos finitos, prefere tratar diretamente com uma minimização aproximada de *funcional* (ZIENKIEWICZ, 1971 [8]).

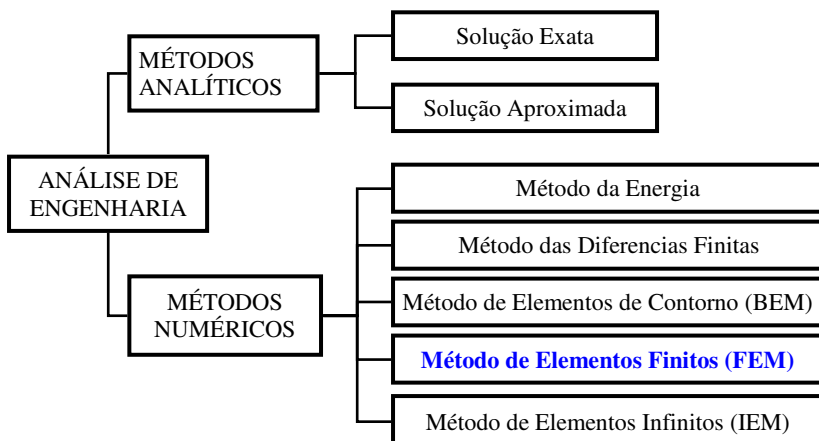


Figura 2-10. O papel do método de elementos finitos na análise de engenharia. Fonte: MILLER, 1993 [9].

Suponha-se que o problema seja resolvido na forma variacional, por exemplo, para encontrar a função u a qual minimiza a expressão dada da energia potencial (Método da Energia). Esta propriedade de minimização levará a uma equação diferencial para u (a equação de Euler). Mas normalmente, uma solução exata é impossível e será necessária alguma aproximação. A idéia de Rayleigh-Ritz-Galerkin é escolher um número finito de funções de admissíveis $\varphi_1, \dots, \varphi_N$, e entre todas as suas combinações lineares $\sum q_j \varphi_j$ encontrar uma que seja a minimizada. Esta é a aproximação de Ritz. Os valores de ponderação desconhecidos q_j não serão determinados por uma equação diferencial, mas por um sistema de N equações algébricas discretas, as quais um computador pode manejar (STRANG, 1973 [10]).

2.2.2 Método dos Elementos Finitos

Classicamente, a análise de sistemas contínuos frequentemente começa com investigações das propriedades de pequenos elementos diferenciais do continuum pesquisado. São estabelecidas as equações diferenciais parciais ou integrais que governam o comportamento do domínio inteiro, fazendo tender a zero as dimensões dos elementos, chegando assim a seu número infinitamente grande.

Em contraste desta aproximação clássica, no método de elementos finitos as dimensões dos elementos permanecem finitas na análise. As integrações são substituídas por somatórias finitas, e as equações diferenciais parciais são substituídas, por exemplo, por sistemas algébricos ou equações diferenciais ordinárias. O continuum com infinitos graus de liberdade é assim representado por um modelo discreto o qual tem um número finito de graus de liberdade. Incrementando o número de elementos o comportamento do sistema discreto converge àquele do sistema contínuo. Uma característica muito importante deste procedimento é a aplicabilidade na análise de deformações finitas não lineares, anisotrópicas, corpos não homogêneos com qualquer forma geométrica e com condições de contorno arbitrárias (ODEN, 1972 [11]).

Desta forma, no método de elementos finitos, a estrutura é o domínio do meio contínuo o qual é *discretizada*. Isto significa dividir o domínio em subdomínios não intersectados entre si, chamados *elementos finitos*, e selecionar pontos chamados nós sobre os limites entre os elementos ou no interior deles. Medidas de deslocamento e força nos nós são tomadas como as variáveis discretas. Medidas de deslocamento e força nos pontos no interior de um elemento são expressos em termos das variáveis nodais usando funções de interpolação. Finalmente, as equações discretas governantes são geradas aplicando o princípio variacional (BREBBIA, 1973 [12]). O conjunto de todos os elementos e nós associados e a suas relações de conectividade é chamado *malha de elementos finitos*.

2.2.2.1 Pré-Processamento, Análise e Pós-Processamento

O método de elementos finitos é dividido em três etapas: pré-processamento, análise, e pós-processamento. Cada etapa é feita por um software. No caso do pré-processo e pós-processo, o software deve interagir com o usuário em uma interface gráfica. O processo, também chamado *análise de elementos finitos* (FEA), quase não interage com o usuário. Ele recebe do pré-processamento os dados necessários e entrega os resultados geralmente em arquivos para ser interpretados e fornecidos visualmente por um software de pós-processamento.

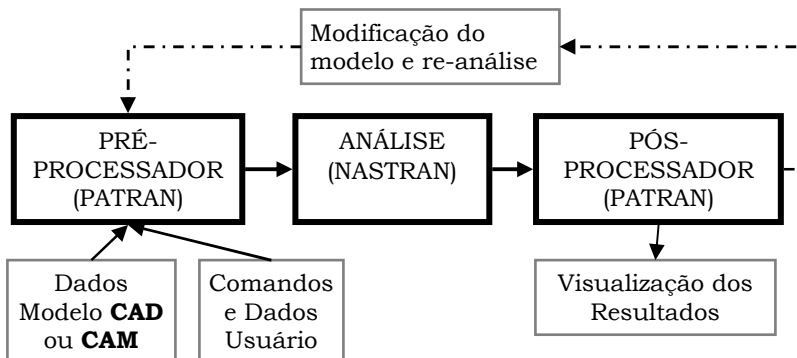


Figura 2-11. Procedimento de perfeição do modelo de elementos finitos Softwares de Pré e pós-processamento e de FEA utilizados no FEM do presente trabalho.

O software pré-processador toma um mínimo possível de entradas do usuário para criar o *modelo de elementos finitos* da estrutura física e estabelecer o tipo de análise de interesse e outros dados requeridos pelo analisador. Ele mostra graficamente o modelo para a sua verificação.

Um programa pós-processador recebe os resultados da análise e gera tabelas, gráficos, animações, entre outros, para a sua apropriada interpretação. Se os resultados mostrados no pós-processamento mostram que o modelo ainda não é válido, isto geralmente mediante comparação com dados experimentais, serão necessárias mudanças e subseqüentes reanálises em um modo interativo até uma convergência³ aceitável (ver Figura 2-11). Para agilizar este procedimento de perfeição do *modelo de elementos finitos*, e também considerando que a preparação de dados no pré-processamento para a análise é uma tarefa trabalhosa e consumidora de tempo com grandes possibilidades de erros, resulta vantajoso ter um software que auxilie na preparação dos dados de entrada e também na interpretação dos resultados da análise. Tais programas são chamados pacotes *pré e pós-processadores para análise de elementos finitos* (KRISHNAMOORTHY, 1994 [14]). É o caso do MSC/PATRAN usado neste trabalho.

³ Uma importante propriedade da FEM é que o resultado deveria convergir à solução exata do sistema de equações se os elementos finitos são cada vez menores.

Alguns pré-processadores são capazes de importar a geometria desde softwares de desenho auxiliado por computador (CAD) ou manufatura auxiliada por computador (CAM) para ter uma base para o *modelo de elementos finitos*.

As interfaces interativas (pré e pós-processamento) em um FEM são construídas em torno aos códigos próprios do software de processamento ou FEA (BRAUER, 1993 [15]). As ferramentas disponíveis e os métodos utilizados na interfase interativa são uma função do alcance e flexibilidade do processador FEA.

No caso do processador FEA MSC/NASTRAN, utilizado neste trabalho, a estrutura dos arquivos de entrada deve conter a descrição completa do modelo de elementos finitos, incluindo:

- O tipo de análise a ser efetuada
- A geometria do modelo
- O conjunto de elementos finitos
- Cargas
- Condições de contorno
- Requerimentos para as quantidades de saída que serão calculadas.

O seu arquivo de entrada é um arquivo de texto com extensão *.DAT. Este arquivo pode ser criado com um editor de texto ou por um software pré processador de elementos finitos.

2.2.2.2 Modelo de Elementos Finitos

O software de análise de elementos finitos usado neste trabalho é o MSC/NASTRAN. Nos próximos parágrafos nos referiremos as suas definições para formar um *modelo de elementos finitos* estabelecidos na sua guia de usuário [9].

As informações necessárias para criar um *modelo de elementos finitos* são:

- Sistema de coordenadas
- Modelo geométrico
- Elementos finitos
- Cargas
- Condições de contorno
- Propriedades dos materiais

Geralmente o sistema de coordenadas utilizado por “*default*” é o cartesiano, mas pode ser conveniente, dependendo do modelo geométrico, utilizar outros sistemas de coordenadas (esféricas ou cilíndricas).

O modelo geométrico pode ser importado de um sistema CAD. O modelo geométrico é definido por NASTRAN com uma grade de pontos. Um ponto da grade é um ponto sobre ou no contínuo estrutural aos quais os elementos finitos são ligados na construção da *malha de elementos finitos*. Os pontos de grade da estrutura são deslocados com as cargas da estrutura. Cada ponto de grade do modelo estrutural tem seis componentes de deslocamento possível: três de translação (direções x , y e z) e três de rotação (ao redor dos eixos x , y e z). Estas componentes são chamadas graus de liberdade (DOFs).

Uma vez que a geometria do modelo estrutural está estabelecida, os pontos de grade são conectados por elementos finitos. A Figura 2-12 mostra os elementos mais usados e seus nomes. A letra C no começo de cada nome de elemento indica conexão.

As cargas sobre uma estrutura podem ser modeladas, por exemplo, para cargas estáticas, transientes dinâmicos, cargas oscilatórias, cargas termais, acelerações sísmicas, cargas randômicas, e muitas outras.

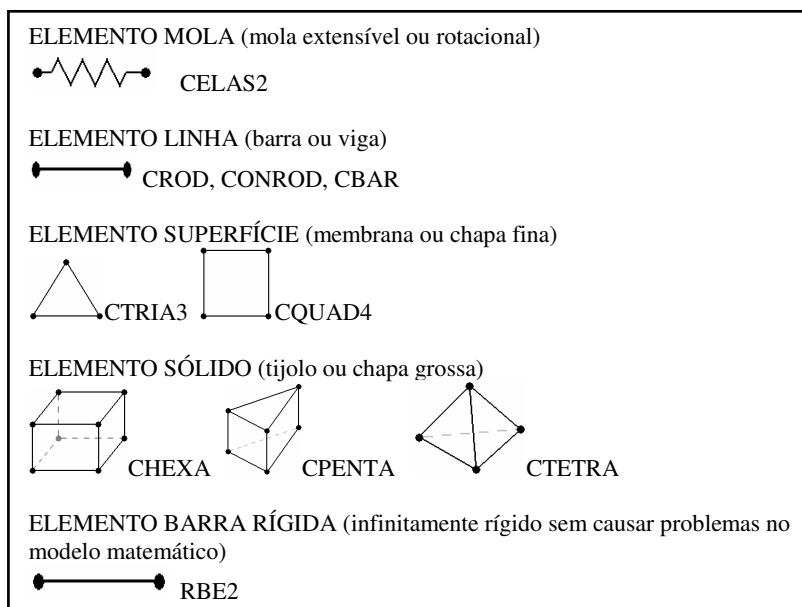


Figura 2-12. Alguns elementos finitos básicos definidos em MSC/NASTRAN.

As estruturas respondem às cargas com reações nos seus pontos de restrição de movimento. Algumas condições de contornos simples mostram-se na Figura 2-13. As condições de contorno podem ser modeladas com o grau de restrição apropriado desde deslocamento livre até deslocamento zero.

As estruturas do mundo real freqüentemente não têm condições de contorno simples ou ideais. A escolha das restrições influencia muito a resposta da estrutura a cargas, por dever representar as condições de contorno o mais exato possível.

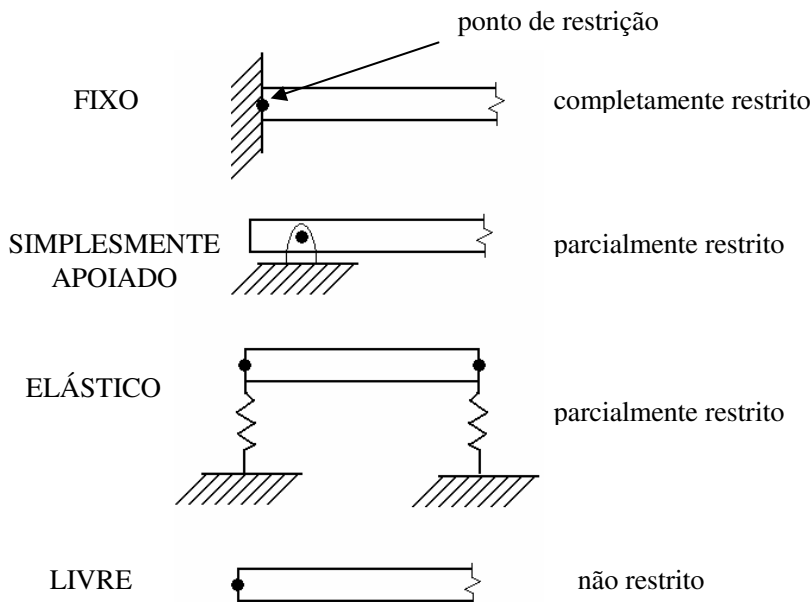


Figura 2-13. Algumas condições de contorno simples definidas em MSC/NASTRAN.

Podem ser modeladas uma ampla faixa de propriedades de materiais em um modelo de elementos finitos. As possibilidades incluem o comportamento de materiais isotrópicos, anisotrópicos, ortotrópicos, não lineares, fluidos, dependentes da temperatura e compostos.

2.3 TEORIA PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA PT

2.3.1 Conceitos da Perda de Transmissão

2.3.1.1 Fluxo de energia sonora incidente em uma superfície

O fluxo de energia sonora incidente sobre a superfície de uma parede ou estrutura e seus possíveis caminhos pode ser representado como na Figura 2-14. Parte da energia incidente é refletida, outra parte é propagada no sólido e dissipada em forma de calor e a parte restante é transmitida pela radiação da parede.

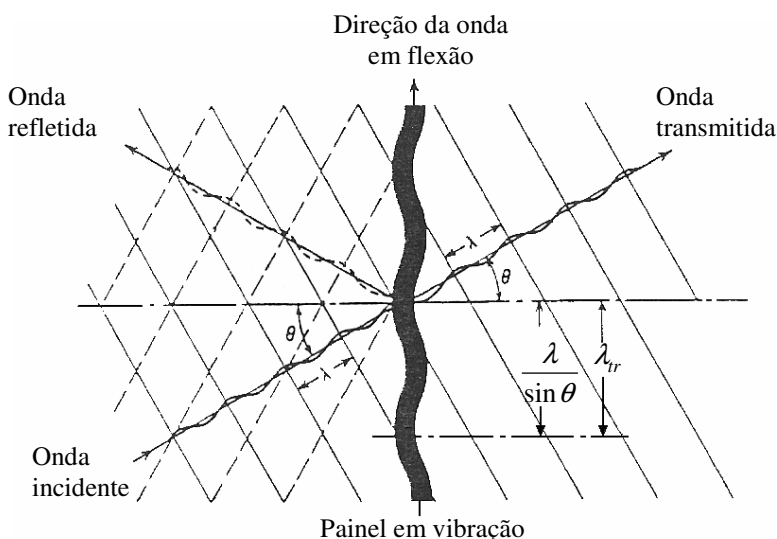


Figura 2-14. Uma onda incidente sobre um painel infinito. Fonte: BERANEK, 1988 [16].

2.3.1.2 Coeficiente de Transmissão

O fluxo de potência é a forma mais fácil de expressar a transmissão do som a través de uma estrutura. O coeficiente de transmissão sonora τ é definido como a razão entre a potência acústica

transmitida W_t e a potência acústica incidente W_i numa superfície S (BERANEK, 1988 [16]).

$$\tau = \frac{W_t}{W_i} = \frac{I_t}{I_i} \Rightarrow \tau = \frac{I_t}{I_i} \quad (0.78)$$

onde I_t e I_i são as intensidades transmitida e incidente respectivamente na superfície S .

2.3.1.3 Perda de Transmissão PT

Para quantificar a propriedade de isolamento sonoro de uma parede ou estrutura é desejado conhecer a diferença entre o nível de intensidade incidente e o nível de intensidade transmitido. Esta diferença em decibéis é chamada Perda de Transmissão PT e está relacionado ao coeficiente de transmissão médio τ por:

$$PT = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad [dB] \quad (0.79)$$

Um valor de perda de transmissão alto significa baixa transmissão de energia sonora, permitindo um maior isolamento acústico.

No caso do cárter de óleo é desejado um valor alto de PT para isolar o ruído proveniente do interior do motor. A adição de amortecimento no cárter faz aumentar o valor da PT porque mais energia acústica é convertida em calor com as deformações produzidas nas vibrações.

A grandeza da perda de transmissão PT (*Transmission Loss TL*) pode ser também encontrada com o nome *Sound Reduction Index* (índice de Redução Sonora), como no caso das Normas ISO.

2.3.1.4 PT Painéis Retangulares

Sendo que a geometria do cárter de óleo é bem mais complexa, o estudo das características típicas da PT de uma placa plana ou parede simples pode ajudar a entender melhor o fenômeno de transmissão do ruído através de uma estrutura. Os resultados expostos nos seguintes Itens falam de painéis infinitos e não consideram o efeito que produzem

as bordas de um painel finito. Este último ponto será tratado no Item “Comportamento Acústico de Painéis Finitos”.

2.3.1.4.1 Fenômeno de Coincidência e Frequência Crítica

Consideremos uma placa fina infinita não amortecida forçada mecanicamente para gerar uma onda de flexão plana (*plane bending wave*) de amplitude constante e velocidade de propagação $c_{flexão}$. Num tempo e frequência determinados, a placa vai deformar-se como na Figura 2-15.

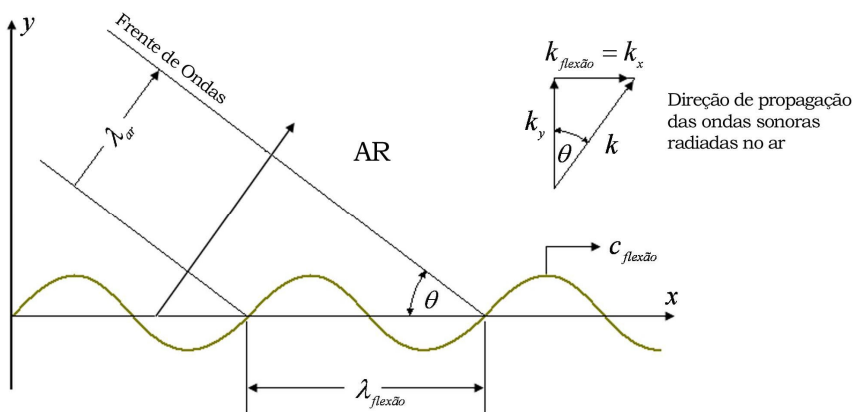


Figura 2-15. Radiação de som de uma placa fina infinita forçada mecanicamente, com onda de flexão propagando-se para a direita com velocidade $c_{flexão}$ e longitude de onda $\lambda_{flexão}$. Fonte: BERANEK, 1988 [16].

A onda sonora é radiada no ar numa determinada direção tal que:

$$\lambda_{ar} = \lambda_{flexão} \sin \theta \quad [m] \quad (0.80)$$

A onda mecânica propaga-se com este padrão espacial ao longo da placa com velocidade $c_{flexão}$.

A partir do desenvolvimento da equação do movimento para ondas de flexão livre para placas finas sabemos que a comprimento de onda de flexão neste caso é dada por:

$$\lambda_{flexão} = \sqrt{1,8 \frac{lc_l}{f}} \quad (0.81)$$

onde $c_l = \sqrt{E/\rho_s}$ é a velocidade de propagação de ondas longitudinais na placa com módulo de elasticidade E , densidade superficial ρ_s e espessura da placa l .

Como $c_{flexão} = \lambda_{flexão} / f$ então a velocidade de ondas de flexão é dado por:

$$c_{flexão} = \sqrt{1,8 fc_l l} \quad (0.82)$$

Verifica-se que as ondas de flexão em placas são dispersivas, isto é, propagam-se com uma velocidade que depende da frequência.

O número de onda $k_{flexão}$ é dado então por:

$$k_{flexão} = \frac{\omega}{c_{flexão}} = \frac{2\pi}{\lambda_{flexão}} = 2\pi \sqrt{\frac{f}{1,8 lc_l}} \quad [1/m] \quad (0.83)$$

A onda sonora radiada, propagada no ar, tem um número de onda:

$$k = \frac{2\pi}{\lambda_{ar}} = \frac{2\pi}{\lambda_{flexão} \sin \theta} = \frac{2\pi f}{c_0} \quad (0.84)$$

A pressão sonora no ar acima e abaixo da placa é causada pela velocidade transversal da vibração da placa. O campo sonoro paralelo à placa tem a mesma periodicidade espacial da placa. A componente y do número de onda acústico k_y deve assumir um valor tal que $\vec{k} = \vec{k}_{flexão} + \vec{k}_y$ (ver Figura 2-15). Consequentemente, a magnitude assim como a direção do número de onda acústico k é definida pelo número de onda da placa $k_{flexão}$ e a sua frequência.

Para qualquer placa, existe uma frequência chamada **frequência crítica** f_c , a qual acontece quando o número de onda de flexão é igual ao número de onda acústico no ar. Também neste caso a velocidade de propagação da onda de flexão na placa é igual à velocidade do som no ar. Portanto igualando as Equações (0.83) e (0.84):

$$k_{flexão} = k \Rightarrow 2\pi \sqrt{\frac{f_c}{1,8 lc_l}} = \frac{2\pi f_c}{c_0} \Rightarrow$$

$$f_c = \frac{c_0^2}{1,8lc_l} \quad (0.85)$$

2.3.1.4.2 Eficiência de Radiação para Ondas de Flexão numa Placa Infinita Fina

A eficiência de Radiação σ_{rad} é definida como a potência acústica radiada na placa no espaço médio (*half space*), dividido pela potência acústica que radiaria um pistão infinito (todas as partes vibrando em fase) no mesmo espaço médio se este vibrasse com a mesma velocidade RMS que a placa (BERANEK, 1988 [16]). Então:

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{a \text{ placa}}}{W_{a \text{ pistão infinito}}} = \frac{W_{a \text{ placa}}}{v_{rms}^2 \rho c_0} \quad (0.86)$$

Existem 3 regiões de interesse:

1. $f > f_c$; $\Rightarrow c_{flexão} > c_0$ e $k_{flexão} < k$. Neste caso tem-se que:

$$\sigma_{rad} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{k_{flexão}}{k} \right)^2}} \quad (0.87)$$

Se $f \gg f_c \Rightarrow k \gg k_{flexão} \Rightarrow \sigma_{rad} \rightarrow 1$

2. Frequência crítica $f = f_c$

Na frequência crítica ($k = k_{flexão}$) a onda sonora radiada viaja paralelamente à superfície da placa ($\theta = 90^\circ$) e o comprimento de onda acústica coincide exatamente com o comprimento de onda de flexão da placa, pelo que a potência radiada pelas diferentes partes ao longo da direção de propagação, vai se acumulando uma acima da outra. Se a velocidade da placa pode se manter constante, a pressão e o fator de radiação seriam aproximadamente infinitos.

Ou seja, se $f = f_c \Rightarrow k = k_{flexão} \Rightarrow \sigma_{rad} \rightarrow \infty$

3. $f < f_c$. $\Rightarrow c_{flexão} < c_0$ e $k < k_{flexão}$.

A velocidade perpendicular dos elementos da placa e a pressão nos mesmos pontos da superfície da placa estão sempre 90° fora de fase, pelo que a placa não pode radiar potência acústica ao meio.

Ou seja, se $f < f_c \Rightarrow k < k_{flexão} \Rightarrow \sigma_{rad} \rightarrow 0$

2.3.1.4.3 Curva Típica de PT para uma parede simples

A Figura 2-16 mostra a curva típica da PT para uma parede simples. Encontramos 5 regiões na frequência com características diferentes.

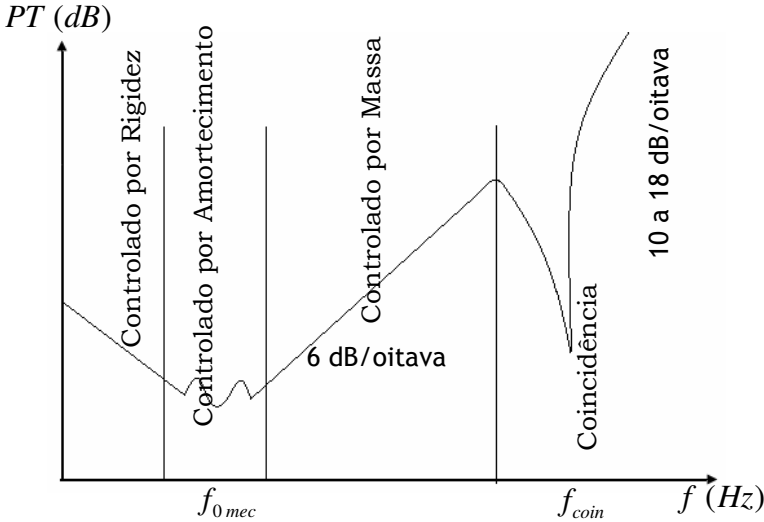


Figura 2-16. Curva típica de PT para parede simples. Fonte: GERGES, 2000 [17].

As equações simplificadas que descrevem a PT são deduzidas do estudo da transmissão através de uma parede oscilante e transmissão através de uma parede vibrante. Esta análise mostra que existem cinco bandas de frequência onde o parâmetro dominante é diferente. Estas regiões são as seguintes:

$$1. f < f_{0mec} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}},$$

onde

f_{0mec} é frequência de ressonância mecânica da placa,

K a constante de rigidez distribuída por unidade de área da placa,

M a massa por unidade de área da placa.

$$PT = 20 \log \frac{K}{f} - 74,2 \quad (0.88)$$

A perda de transmissão aumenta 6 dB a cada duplicação de rigidez e diminui 6 dB a cada duplicação da frequência.

$$2. f = f_{0mec} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}, \text{ a perda de transmissão é dada por:}$$

$$PT = 20 \text{Log} \left(1 + \frac{C}{2\rho c_0} \right) \quad (0.89)$$

onde C é a constante de amortecimento por unidade de área da placa.

Para valores de frequência pertos da ressonância mecânica f_{0mec} , PT depende da razão de amortecimento mecânico do sistema C . Nos materiais comuns, geralmente $C \ll 2\rho c_0$, pelo que $PT \rightarrow 0$. Adicionando amortecimento podemos aumentar a PT nestas frequências.

$$3. f_{0mec} < f < f_{coin} \text{ (Lei da Massa), a perda de transmissão é dada por: (definir mejor a Ptcamp aqui)}$$

$$PT_{camp} = 20 \text{Log} Mf - 47,4 \quad (0.90)$$

Nesta banda de frequências a PT é controlada pela densidade de área $M = \rho_s l$, onde ρ_s é a densidade superficial do material do painel e l é a sua espessura. Esta é a chamada lei da massa onde a PT aumenta 6 dB ao dobrar a massa. Também há um aumento de 6 dB ao dobrar a frequência (uma oitava).

$$4. f = f_{coin}.$$

O mecanismo de transmissão nesta faixa de frequências é muito complexo para ser modelado matematicamente. A PT cai consideravelmente perto desta frequência, como se mostra na Figura 2-16.

$$5. f > f_{coin}, \text{ Acima da frequência de coincidência a } PT \text{ é dada por:}$$

$$PT = 10 \text{Log} \left[1 + \left(\frac{Dk^4 \sin^4 \theta \cos \theta}{2\rho_0 c_0 \omega} \right)^2 \right] \quad (0.91)$$

onde

D é a rigidez à flexão e igual a $El^3/12(1-\nu^2)$, para uma placa homogênea (Nm).

E é o módulo de elasticidade

l é a espessura da placa

ν é o coeficiente de Poisson

θ é o ângulo de incidência do som na placa (0° incid. normal).

Nesta banda de frequências novamente o parâmetro dominante na PT é a rigidez D. Neste caso temos um aumento de 18 dB por oitava. Outras teorias mostram que o aumento da PT é menor que 18 dB por oitava, dependendo do tamanho do painel, dos seus contornos e do seu amortecimento. Tal aumento pode chegar até 10 dB por oitava.

2.3.1.4.4 Comportamento Acústico de Painéis Finitos

Os movimentos das ondas num painel finito são diferentes dos que aconteceriam num painel infinito devido à presença de bordas, as quais produzem ondas refletidas dentro do painel. A interferência entre ondas de flexão incidentes e refletidas que se propagam dentro do painel produzem padrões estacionários, os quais resultam em movimentos transversais ao painel de grande amplitude.

As ressonâncias acontecem quando uma onda viaja num caminho fechado num sistema e chega ao mesmo ponto de partida em fase, é dizer, os deslocamentos das onda que está saindo e a que está entrando alcança os valores máximos e mínimos ao mesmo tempo em cada ponto do caminho.

Como exemplo, para um painel retangular montado de tal jeito que o deslocamento e a rotação nas bordas sejam zero, ou seja, simplesmente suportado, a condição para as ressonâncias das ondas de flexão é:

$$\left(\frac{1}{\lambda_{m,n}} \right)^2 = \left(\frac{m}{2l_x} \right)^2 + \left(\frac{n}{2l_y} \right)^2 \quad (0.92)$$

onde:

n, m : números inteiros distintos de zero

l_x, l_y : comprimento da borda do painel na direção x e y respectivamente (m).

$\lambda_{n,m}$: comprimento de onda de flexão no painel (m).

Substituindo $\lambda_{n,m} = \frac{c_{flexão}}{f_{n,m}}$ obtêm-se as frequências de ressonâncias, não considerando a influência do meio que rodeia o painel:

$$f_{n,m} = \frac{c_{flexão}}{2} \sqrt{\left(\frac{n}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{l_y}\right)^2} \quad (0.93)$$

Substituindo o valor de $c_{flexão} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 D}{\rho_s}}$ onde D é a rigidez à flexão (Nm) e ρ_s é a densidade superficial do material do painel, (kg/m^2) então:

$$f_{n,m} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{D}{\rho_s}} \left[\left(\frac{n}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{l_y}\right)^2 \right] \quad (0.94)$$

O deslocamento transversal do painel finito nas frequências de ressonâncias é então dado por:

$$\xi(x, y) = \text{sen} \frac{n\pi x}{l_x} \text{sen} \frac{m\pi y}{l_y} \quad (0.95)$$

A forma da deformação espacial para um m,n particular chama-se Modo Normal de Vibração. Para cada padrão descrito por esta equação há uma rede de linhas com deslocamento zero, chamadas linhas nodais (conjunto de nós), as quais subdividem o painel num número de pequenas áreas retangulares de vibração. Para o modo n,m há n-1 linhas nodais espaçadas igualmente na direção x e há m-1 linhas nodais igualmente espaçadas na direção y (ver Figura 2-17).

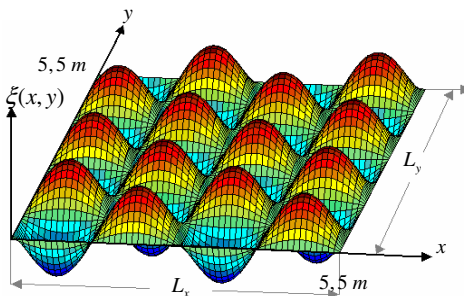


Figura 2-17. Modo normal de vibração com m=n=4 de um painel retangular.

2.3.2 Medição da PT com 2 Câmaras reverberantes

A medição da perda de transmissão de um elemento PT_E é feita posicionando-se a amostra entre duas câmaras reverberantes, como mostra a Figura 2-18.

A câmara 1 possui uma fonte de ruído com potência acústica W_1 e uma pressão acústica média no espaço e no tempo $\langle \overline{p_1^2} \rangle$. A câmara 2 apresenta uma pressão acústica média no espaço e no tempo $\langle \overline{p_2^2} \rangle$ e uma absorção sonora A_2 . A intensidade sonora incidente na superfície S_E do elemento é \vec{I}_i e a intensidade sonora transmitida através do elemento é \vec{I}_t .

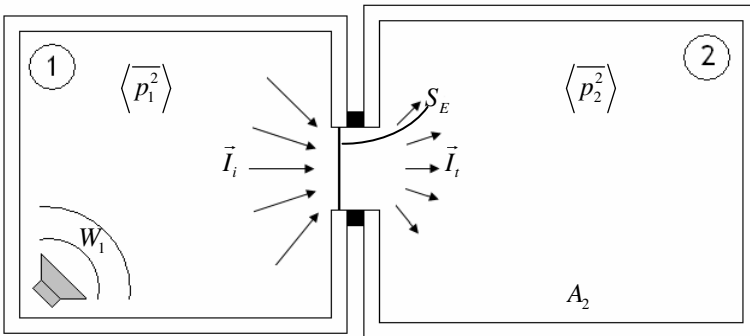


Figura 2-18. Salas reverberantes utilizadas para medição da PT_E .

Sabe-se da análise estatística de energia que, na faixa de frequência onde se tem grande densidade modal, ou seja, quando o comprimento de onda é bem menor que as dimensões da sala fechada, o NPS é semelhante em todos os pontos da sala e a densidade de energia D_e do campo sonoro é dada por:

$$D_e = \frac{\langle \overline{p^2} \rangle}{\rho_0 c^2} \quad (0.96)$$

Por outro lado, a intensidade sonora difusa que incide sobre as paredes da sala reverberante 1 é dada por:

$$I_i = \frac{D_e c_0}{4} \quad (0.97)$$

Inserindo a Equação (0.96) em (0.97) obtém-se:

$$I_i = \frac{\langle p_1^2 \rangle}{4\rho_0 c_0} \quad (0.98)$$

Assim, a potência acústica incidente na superfície S_E do elemento é:

$$W_i = I_i S_E = \frac{\langle p_1^2 \rangle S_E}{4\rho_0 c_0} \quad (0.99)$$

Por outro lado, na sala reverberante 2, a potência acústica absorvida pelas paredes W_{abs} é dada por:

$$W_{abs} = \frac{D_e c_0 S \bar{\alpha}}{4} = \frac{D_e c_0 A_2}{4} \quad (0.100)$$

onde A_2 é a absorção sonora da sala 2 e $\bar{\alpha}$ é o coeficiente de absorção acústica médio.

Inserido a Equação (0.96) em (0.100) e considerando que no estado estacionário a potência radiada pela amostra à sala é igual à potência absorvida nela, e que a potência sonora é transmitida somente pelo elemento, obtém-se:

$$W_i = W_{abs} = \frac{\langle p_2^2 \rangle}{4\rho_0 c} A_2 \quad (0.101)$$

Finalmente:

$$PT_E = 10 \log \left(\frac{W_i}{W_t} \right) = 10 \log \left(\frac{\langle p_1^2 \rangle S_E}{4\rho_0 c} \frac{4\rho_0 c}{\langle p_2^2 \rangle A_2} \right)$$

$$PT_E = 10 \log \left(\frac{\langle p_1^2 \rangle S_E}{\langle p_2^2 \rangle A_2} \right) = 10 \log \left(\frac{\langle p_1^2 \rangle}{p_{ref}^2} \frac{p_{ref}^2 S_E}{\langle p_2^2 \rangle A_2} \right)$$

$$PT_E = NPS_1 - NPS_2 + 10 \log S_E - 10 \log A_2 \quad (0.102)$$

2.3.2.1 Medição da Absorção Sonora com Fonte de Potência de Referência

A absorção sonora A_2 da sala reverberante receptora, que aparece na Equação (0.102), pode ser encontrado usando uma fonte de ruído de referência com valores de potência conhecidos.

Usando a Equação (0.101) podem-se encontrar a absorção sonora A_2 , isto é:

$$A_2 = \frac{4\rho_0 c_0 W_{abs}}{\left\langle p_2^2 \right\rangle} \quad (0.103)$$

Quando a sala alcança o estado estacionário, a quantidade de potência sonora W_{ref} radiada por uma fonte de referência com potência conhecida é igual à potência absorvida pelas paredes da sala fechada. Então:

$$A_2 = \frac{4\rho_0 c_0 W_{ref}}{\left\langle p_2^2 \right\rangle} \quad (0.104)$$

ou

$$10\text{Log}A_2 = 10\text{Log}(4\rho_0 c_0) + NWS_{ref} - NPS_2 - 26 \quad (0.105)$$

e em condições normais:

$$10\text{Log}A_2 = 6,2 + NWS_{ref} - NPS_2 \quad (0.106)$$

2.3.2.2 Correções na Medição da PT

2.3.2.2.1 PT Elemento com Transmissão via Flanking

Chama-se transmissão sonora via *flanking*, também chamada transmissão por flancos, à transmissão de energia por todas as vias de transmissão que não seja o elemento de medição. A transmissão via *flanking* pode interferir na medição pelo que precisa ser quantificada.

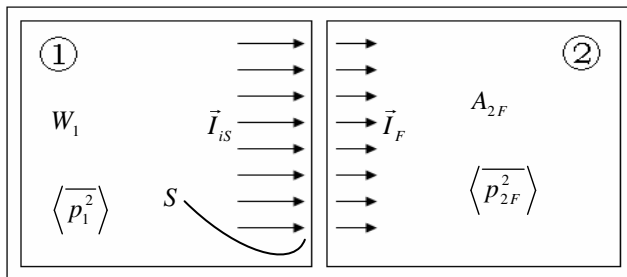


Figura 2-19. Salas reverberantes com partição fechada.

Consideremos as câmaras reverberantes 1 e 2 da Figura 2-19. Elas têm a partição com as comportas fechadas. A câmara 1 tem uma fonte de ruído com potência acústica W_1 e uma pressão acústica $\langle p_1^2 \rangle$.

A demais simbologia é a seguinte:

p_{2F} : Pressão acústica na sala 2, partição fechada (transmissão via *flanking*).

A_{2F} : Absorção acústica na sala 2 com a partição fechada.

\vec{I}_{iS} : Intensidade incidente na superfície S correspondente à partição toda

\vec{I}_F : Intensidade transmitida da sala 1 à sala 2 via *flanking* pela superfície S da partição toda.

W_F : potência acústica transmitida da sala 1 à sala 2 via *flanking* pela superfície S.

Utilizando os resultados do capítulo anterior pode-se dizer que:

$$W_F = \frac{\langle p_{2F}^2 \rangle}{4\rho c} A_{2F} \quad (0.107)$$

Considere-se agora a partição aberta, com o elemento inserido.

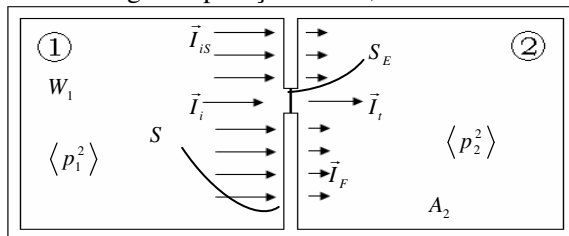


Figura 2-20. Salas reverberantes com abertura para inserir um elemento a medir.

Agora a simbologia é:

p_2 : pressão acústica na sala 2 com o elemento E inserido.

A_2 : absorção acústica na sala 2 com o elemento de medição inserido.

\bar{I}_i : intensidade acústica incidente no elemento E .

\bar{I}_t : intensidade acústica transmitida pelo elemento E .

S_E : Superfície da abertura da partição para o elemento E . $S \gg S_E$.

Seja W_i a potência acústica na sala emissora que incidente no elemento E e W_E a potência acústica transmitida pelo elemento E , então:

$$W_i = \frac{\langle p_1^2 \rangle S_E}{4\rho_0 c} \quad (0.108)$$

Por outro lado, a potência acústica total radiada à câmara reverberante 2, W_{rad} , é dada por:

$$W_{rad} = W_E + W_F = \frac{\langle p_2^2 \rangle}{4\rho_0 c_0} A_2 \quad (0.109)$$

logo:

$$W_E = \frac{\langle p_2^2 \rangle}{4\rho_0 c_0} A_2 - W_F \quad (0.110)$$

Substituindo a Equação (0.107) na Equação (0.110) obtém-se:

$$W_E = \frac{\langle p_2^2 \rangle}{4\rho_0 c_0} A_2 - \frac{\langle p_{2F}^2 \rangle}{4\rho_0 c_0} A_{2F} \quad (0.111)$$

Finalmente sabendo que $PT_E = 10 \log \left(\frac{W_i}{W_E} \right)$, então:

$$PT_E = NPS_1 + 10 \log S_E - 10 \log \left(\frac{\langle p_2^2 \rangle}{p_{ref}^2} A_2 - \frac{\langle p_{2F}^2 \rangle}{p_{ref}^2} A_{2F} \right), \text{ ou}$$

$$PT_E = NPS_1 + 10 \log S_E - 10 \log \left(10^{\frac{NPS_2 + 10 \log A_2}{10}} - 10^{\frac{NPS_{2F} + 10 \log A_{2F}}{10}} \right) \quad (0.112)$$

Outra forma para encontrar a PT de um elemento utilizando duas salas reverberantes pode ser encontrada considerando a primeira parte da Equação (0.109):

$$W_{rad} = W_E + W_F = W_{(E+F)}$$

onde $W_{(E+F)}$ é a potência sonora transmitida pelo elemento de medição e por via *flanking*, que neste caso é a potência radiada na sala 2. Logo:

$$W_E = W_{(E+F)} - W_F \Leftrightarrow \frac{W_E}{W_i} = \frac{W_{(E+F)}}{W_i} - \frac{W_F}{W_i}$$

$$\Leftrightarrow \tau_E = \tau_{(E+F)} - \tau_F$$

Então, a perda de transmissão do elemento sob medição é dada por:

$$PT_E = -10 \log \tau_E = -10 \log [\tau_{(E+F)} - \tau_F] = -10 \log [10^{\log \tau_{(E+F)}} - 10^{\log \tau_F}]$$

$$PT_E = -10 \log \left[10^{-PT_{(E+F)}/10} - 10^{-PT_F/10} \right] \quad (0.113)$$

onde

$PT_{(E+F)}$ é a perda de transmissão produzida pela partição toda com o elemento inserido na abertura;

PT_F é a perda de transmissão via *flanking* (e de qualquer outro caminho de transmissão) sem a abertura do elemento ou fechada com material com alta PT;

PT_E é a perda de transmissão do elemento de medição.

A Equação (0.113) é a utilizada na norma ISO 140-3 Anexo B e também na ISO 140-10 Anexo A “Correção de transmissão *flanking*” [18].

A vantagem de usar a Equação (0.112) em comparação à Equação (0.113) é que a primeira é independente da superfície da amostra ou partição.

2.3.2.2.2 Correção da PT por Ruído de Fundo

Às vezes o ruído de fundo na sala receptora pode ser comparável ao ruído transmitido a partir da sala emissora, o que afeta o resultado da medição. Neste caso, o sinal captado pelo microfone na medição corresponde à soma energética entre a energia sonora transmitida e a energia sonora do ruído de fundo. Assim, sabendo que a energia acústica é proporcional ao valor da pressão ao quadrado, para cada ponto de medição tem-se o seguinte:

$$p_{(t+RF)}^2 = p_t^2 + p_{RF}^2,$$

então:

$$\begin{aligned}\langle p_{(t+RF)}^2 \rangle &= \langle p_t^2 + p_{RF}^2 \rangle = \langle p_t^2 \rangle + \langle p_{RF}^2 \rangle \quad \text{ou} \\ \langle p_t^2 \rangle &= \langle p_{(t+RF)}^2 \rangle - \langle p_{RF}^2 \rangle\end{aligned}$$

onde os subíndices t e RF significam pressão transmitida e ruído de fundo respectivamente e $\langle \rangle$ significa valor médio no espaço.

Logo,

$$NPS_t = 10 \log \frac{\langle p_t^2 \rangle}{p_{ref}^2} = 10 \log \left[\frac{\langle p_{(t+RF)}^2 \rangle}{p_{ref}^2} - \frac{\langle p_{RF}^2 \rangle}{p_{ref}^2} \right] = 10 \log \left[10^{\frac{\log \frac{\langle p_{(t+RF)}^2 \rangle}{p_{ref}^2}}{10}} - 10^{\frac{\log \frac{\langle p_{RF}^2 \rangle}{p_{ref}^2}}{10}} \right]$$

então:

$$NPS_t = 10 \log \left[10^{\frac{NPS_{(t+RF)}}{10}} - 10^{\frac{NPS_{RF}}{10}} \right] \quad (0.114)$$

onde

NPS_t é o nível de pressão sonora na sala receptora, produto da transmissão de energia sonora a partir da sala emissora;

$NPS_{(t+RF)}$ é o nível de pressão sonora medido na sala receptora, produto da soma da energia sonora do ruído transmitido a partir da sala emissora e a energia do ruído de fundo;

NPS_{RF} é o nível de pressão sonora do ruído de fundo.

A Equação (0.114) é a utilizada na norma ISO 140-3 [18].

2.3.2.3 Medição PT de Vários Elementos

Quando a superfície do elemento a medir é muito pequena e/ou tem uma PT muito grande, o fluxo de energia sonora transmitido por ele pode ter um valor perto do fluxo de energia sonora transmitido via *flanking*. Neste caso, a estimativa da PT do elemento não é confiável.

Uma solução é medir simultaneamente um maior número de elementos e assim assegurar que o fluxo de energia sonora seja transmitido majoritariamente por eles e não por outras vias.

Ao medir a PT com n unidades do elemento de medição, o fluxo de energia sonora vai ser n vezes maior. Ou seja, para o mesmo valor do NPS_1 na sala emissora, tem-se um valor maior do NPS_2 na sala receptora pelo que o valor da PT_E , segundo a Equação (0.102), vai ser

menor ao real. Mas por outro lado, a superfície de medição S_E é incrementado em n vezes tal que a superfície total S_T dos elementos medidos é dada por $S_T = nS_E$. Assim, a perda de transmissão de um elemento de medição PT_E , quando é usado um número n de unidades, é dada por:

$$PT_E = NPS_1 - NPS_2 + 10\log[nS_E] - 10\log A_2 \quad (0.115)$$

A Equação (0.115) é a utilizada na norma ISO 140-10 [18].

2.4 MATERIAL MULTICAMADA USADO

Dentro dos objetivos desta pesquisa está a comparação das propriedades vibro acústicas entre dois cárteres feitos de aço e os mesmos feitos com o material multicamada chamado comercialmente Quiet Steel.

Neste capítulo é descrito o material Quiet Steel e são mostradas as características gerais dos materiais visco-elásticos, assim como também os mecanismos de amortecimento nestas estruturas multicamadas.

2.4.1 O Quiet Steel

O QuietSteelTM é um laminado metálico multicamadas composto por um polímero⁴ visco-elástico entre chapas de aço patenteado pela *Material Sciences Corporation* (MSC). Ele substitui as peças de aço standard das estruturas de veículos proporcionando uma redução significativa nos níveis de vibrações.

Especificamente, os cárteres estudados aqui foram feitos de Quiet Steel PCX-9. O PCX-9 é composto por duas lâminas externas de metal com uma camada central de um polímero visco-elástico de 0,025mm de espessura [19]. A atenuação de vibração e ruídos ocorre numa faixa de temperatura entre 43°C a 110 °C, com redução máxima a 77 °C. O

⁴ Polímeros são moléculas maiores formadas pela união de moléculas menores (monômeros). Suas moléculas são chamadas de macromoléculas. A reação que forma um polímero é chamada polimerização. Uma das principais e mais importantes características dos polímeros são as mecânicas. Segundo ela os polímeros podem ser divididos em termoplásticos, termoendurecíveis (termofixos) e elastômeros (borrachas).

PCX-9 é indicado para aplicações em caixas de válvulas, cárter, caixa de transmissão e outros componentes para a indústria automobilística.

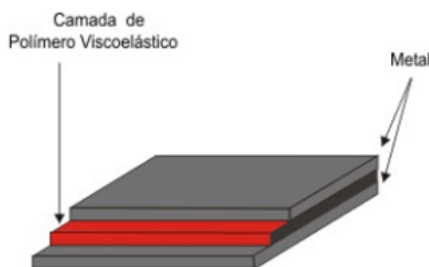


Figura 2-21. Amostra do material multicamada Quiet Steel feito e desenvolvido pela MSC.

Os laminados Quiet Steel possuem um amortecimento radicalmente alto, o que se traduz numa grande redução das amplitudes de vibração do sistema que contém tal material nas frequências de ressonância e perto delas.

Devido ao fato uma estrutura radia ondas sonoras com amplitude proporcionais às amplitudes das vibrações, os materiais com maior amortecimento reduzem também o ruído radiado.

2.4.2 Materiais Viscoelásticos

Num material puramente elástico, toda energia armazenada na amostra durante um carregamento retorna quando a carga é removida. Por outro lado, num material puramente viscoso, a energia não retorna após a carga ser removida. A tensão aplicada é perdida por “amortecimento puro” pois a energia vibratória é transformada em calor.

Segundo Beranek, Nashif e Nielsen (apud Balvedi [20]), todo material apresenta características visco-elásticas, ou seja, possui propriedades elásticas e visco-elásticas simultaneamente. Isto quer dizer que parte da energia armazenada num sistema visco-elástico retorna após a remoção de uma carga, e o restante é dissipado pelo material na forma de calor.

Do ponto de vista prático, um material é considerado visco-elástico quando suas características de rigidez e de amortecimento apresentarem uma forte dependência com a temperatura e a frequência.

Jones (apud Balvedi [20]) assinala que, embora esta dependência exista em todos os tipos de materiais, se apresenta principalmente em

polímeros. Os polímeros são compostos por longas cadeias moleculares entrelaçadas, onde cada uma possui milhares ou até milhões de átomos. As interações moleculares internas, que ocorrem durante a deformação deste tipo de material, originam propriedades macroscópicas em forma de rigidez e amortecimento capaz de dissipar grandes quantidades de energia mecânica, sendo este um mecanismo de amortecimento vantajoso no controle de vibrações (CALÇADA, 2006 [21]).

2.4.2.1 Caracterização de um Material Visco-elástico

As propriedades que caracterizam um material visco-elástico são o módulo de elasticidade E , o módulo de cisalhamento G e o fator de perda η associado (CALÇADA, 2006 [21]). Os módulos E e G são utilizados dependendo do tipo de tensão sofrida pelo material. No caso de E , a tensão é do tipo tração/compressão, enquanto que para G é por cisalhamento.

As propriedades dos materiais visco-elásticos podem ser apresentadas de forma conveniente através da representação complexa, como segue:

$$\tilde{E} = E(1 + i\eta_E) \quad (0.116)$$

$$\tilde{G} = G(1 + i\eta_G) \quad (0.117)$$

onde \tilde{E} e \tilde{G} são o módulo de elasticidade e de cisalhamento complexos, E e G os módulos de armazenamento, η_E e η_G os fatores de perda associados.

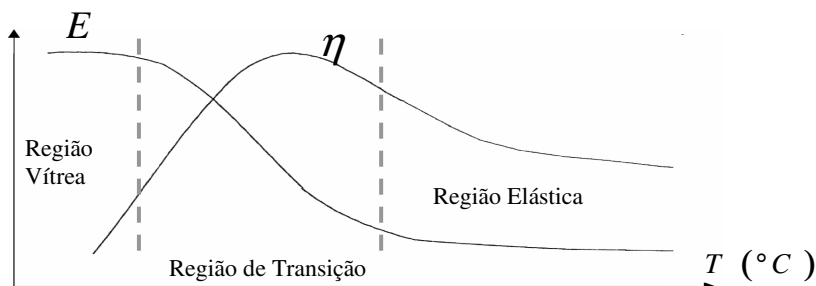


Figura 2-22. Variação do módulo de elasticidade e o fator de perda com a temperatura em um material visco-elástico.

Segundo Ungar e Nashif (apud Balvedi) [20], o módulo de elasticidade E diminui com o aumento da temperatura, ao passo que o

fator de perda alcança o máximo valor na região de transição onde o material alterna-se do estado vítreo para o estado elástico, como ilustrado na Figura 2-22. Pode-se observar que as propriedades dinâmicas do material mudam fortemente na região de transição. O módulo de elasticidade pode diminuir num fator de 1000 quando a temperatura se encontra na região de transição.

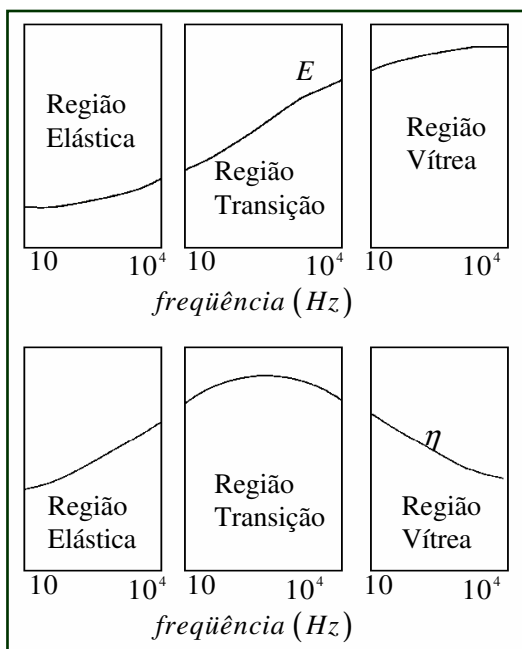


Figura 2-23. Efeitos da frequência no módulo de elasticidade e no fator de perda de um material visco-elástico.

A dependência do módulo de elasticidade e o fator de perda com a frequência dum material visco-elástico podem ser obtidos a partir da sua dependência com a temperatura (JONES, 2001 [22]). O efeito do aumento da temperatura sobre o módulo de elasticidade e fator de perda de um material visco-elástico é similar ao efeito da redução da frequência. A Figura 2-23 mostra que a variação destas propriedades segundo a frequência são diferentes para cada região de análise. É importante destacar que a variação das propriedades de um material visco-elástico com a temperatura é muito mais significativa que com a frequência.

2.4.3 Estruturas Multicamadas com Material Visco-elástico

A idéia de utilizar materiais visco-elásticos com camadas de materiais diferentes no controle de ruído de máquinas, por exemplo, surge devido ao fato os materiais visco-elásticos não possuem a resistência mecânica própria suficiente para não serem deteriorados pelo seu uso.

Os materiais multicamadas podem dissipar energia basicamente através de três mecanismos:

1. Amortecimento por cisalhamento,
2. Amortecimento por extensão e
3. Amortecimento devido à deformação da espessura da camada visco-elástica.

2.4.3.1 Amortecimento por Cisalhamento

O amortecimento por cisalhamento é um mecanismo de dissipação que acontece quando a camada de material visco-elástico é colocada entre duas camadas metálicas.

No estudo feito por Kerwin, Ross e Ungar, (1959 [23]) os autores concluíram que nas configurações multicamadas do tipo “sanduíche” o mecanismo de amortecimento mais importante é o cisalhamento da camada do material visco-elástico.

Quando a estrutura é submetida a deformações oscilatórias, a camada metálica engastará a camada visco-elástica, produzindo o cisalhamento.

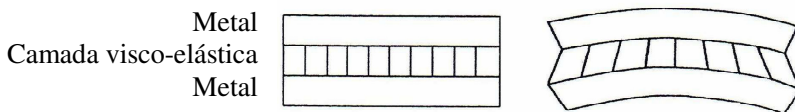


Figura 2-24. Configuração de Amortecimento por Cisalhamento. Estados inicial e deformado.

2.4.3.2 Amortecimento por extensão

Quando temos uma camada de material visco-elástico e outra de metal, como mostra a Figura 2-25, o principal mecanismo de dissipação de energia são os esforços e tensões normais na camada do material

visco-elástico. Para a análise é assumido geralmente que as linhas normais ao plano neutro não deformado da estrutura permanecem retas e normais ao plano neutro deformado.

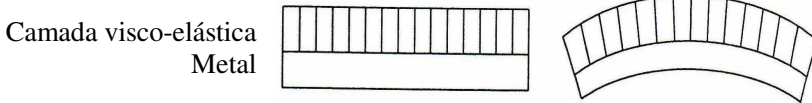


Figura 2-25. Configuração de Amortecimento por Extensão. Estados inicial e deformado.

Nesta configuração, o fator de perda, ao contrário do mecanismo de amortecimento por cisalhamento, não depende do número de onda. De fato, este só é função das propriedades do metal e o material visco-elástico, tais como o fator de perda, módulo de elasticidade e densidades; e de parâmetros geométricos, como a razão entre as espessuras.

2.4.3.3 Amortecimento Devido à Deformação da Espessura

Quando a espessura do material visco-elástico é suficientemente grande é produzido um amortecimento pela deformações ao longo da direção desta espessura. Este mecanismo pode constituir uma importante fonte de amortecimento nas ressonâncias de ondas estacionárias, para materiais visco-elásticos de grande espessura e baixa rigidez (UNGAR; KERWIN [24]).

Na configuração a) da Figura 2-26, o valor máximo do fator de perda acontece quando a deformação do material visco-elástico é máxima, isto é quando a sua espessura é igual a um múltiplo ímpar de $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda. Na configuração b), configuração sanduíche, isto acontece quando a espessura do material visco-elástico é igual a múltiplos de $\frac{1}{2}$ do comprimento de onda [23].

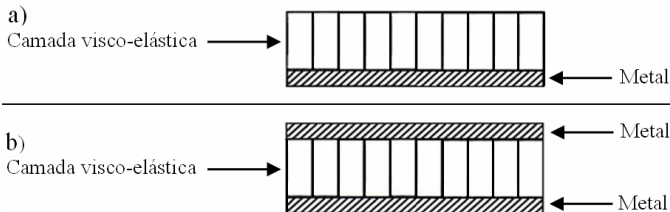


Figura 2-26. Configuração de amortecimento devido à deformação da espessura do material visco-elástico.

CAPITULO 3: RESULTADOS OBTIDOS, MÉTODOS E EXPERIMENTOS

A Seção 3.1 apresenta o desenvolvimento da AME para o cárter 1.4 8V de aço, cárter 1.4 8V de Quiet Steel, cárter 1.9 16V de aço e cárter 1.9 16V de Quiet Steel, sob as condições de contorno livre e fixa. Foi utilizado para este fim o sistema integrado de medição da LMS, o qual contém o pacote de softwares de pré e pós-processamento Test.Lab com o hardware de aquisição de dados SCADAS III.

Na segunda e terceira parte deste Capítulo serão apresentados os detalhes da geração dos modelos de elementos finitos feitos do cárter de óleo 1.4 8V e 1.9 16V respectivamente, utilizando o software comercial de pré e pós processamentos para simulação CAE (*Computer-Aided Engineering*) PATRAN, e as suas formas e frequências modais resultantes fornecidas pelo solver de análise de elementos finitos NASTRAN.

Na terceira Seção são apresentadas a metodologia e o sistema de medição usados nas medições feitas nas salas reverberantes do LVA da UFSC da PT dos cárteres 1.4 8V e 1.9 16V, feitos de aço e do material multicamada chamado comercialmente como Quiet Steel.

Na quarta seção apresentam-se os resultados e conclusões das medições de PT.

3.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL (AME)

3.1.1 AME dos Cárteres de Aço

3.1.1.1 Modelo Geométrico

Para a visualização das animações das formas de vibração, é necessário construir no software Test.Lab a geometria discretizada mediante nós.

Os nós definem os pontos onde as medições serão feitas e onde as deformações das formas modais serão calculadas no cárter.

Um nó é definido pela sua locação e orientação. Para cada nó existe um sistema de coordenada nodal local cartesiano relativo ao sistema de coordenada global de referência cuja origem coincide com a locação do nó e cuja orientação vai depender das direções de medição. Se o eixo principal do sistema de coordenadas nodal não coincide com as direções de medições, então a diferença deve ser definida com três ângulos de Euler.

Para os pontos do corpo do cárter foi considerado o deslocamento normal à superfície e assim cada batida do martelo foi feita nesta direção no sentido interno. Foi arranjada então a orientação de cada nó com os ângulo de Euler de tal maneira que o eixo \vec{x} de cada sistema de coordenadas nodal resultou na direção normal á superfície, entrando nela.

Para os pontos na borda do cárter foi considerado o deslocamento na direção vertical e horizontal pelo que foram feitas aqui para cada nó uma batida em cada uma destas direções. Os ângulos de Euler foram arranjados de tal jeito que o eixo \vec{x} de cada sistema de coordenadas nodal resultou na direção normal á borda, no sentido entrando no cárter, e o eixo \vec{z} na direção vertical.

A malha do cárter foi definida com um número de nós pequeno para realizar as medições num tempo razoável, mas não tão pequeno de forma a obter um modelo geométrico o suficientemente representativo.

No caso do cárter 1.4 8V foram determinados 123 nós e no caso do cárter 1.9 16V 175 nós.

3.1.1.2 Sistema de Medição

Para a AME de cada um dos 4 cárteres foi utilizado o sistema de aquisição de dados LMS SCADAS III e o software LMS TEST LAB 8A. O equipamento é detalhado na Tabela 3-1.

Os transdutores usados, acelerômetros e cédula de força do martelo, são ICP e assim não precisam de pré-amplificadores externos.

A montagem mostrada na Figura 3-1 foi utilizada nas medições dos cárteres tendo em conta que nos cárter 1.4 8V foram usados somente os dois acelerômetros 353B18 e nos cárteres 1.9 16V o acelerômetro em miniatura 352A21.

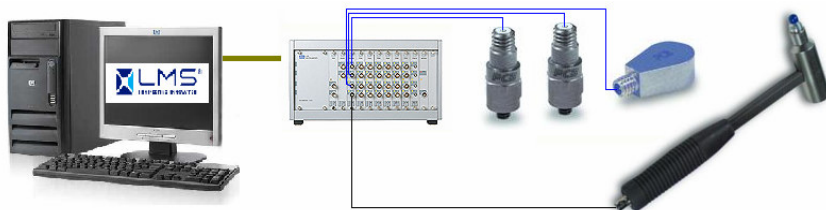


Figura 3-1. Montagem utilizada. De esquerda a direita; PC, SCADAS III, acelerômetros PCB modelo 353B18, acelerômetro PCB modelo 352A21 e martelo PCB Modelo 086C05.

Tabela 3-1. Equipamento utilizado para as medições de análise modal experimental dos cárteres.

Equipamento	Marca	Modelo	Tipo	Massa
1 Hardware Aquisição Dados	LMS	SCADAS III	---	
1 Martelo com sensor de força	PCB	086c05	ICP	
2 Acelerômetros	PCB	353B18	Quartz shear ICP	1,8 g
1 Acelerômetro miniatura	PCB	352A21	Ceramic shear ICP	0,6 g

3.1.1.3 Medições (Metodologia)

A maioria das medições foram feitas posicionando um ou dois acelerômetros em pontos fixos e aplicando uma força impulsiva com o martelo, percorrendo aqueles e demais nós. Porém, no caso do cárter 1.9 16V na condição de contorno fixo, teve que se movimentar o acelerômetro e bater num ponto fixo para aqueles pontos da superfície da componente ou subsistema interior. As configurações para a aquisição dos dados aparecem na Tabela 3-2.

Cada FRF resultante é a média de 4 medições cuja curva de coerência em frequência ficou com valores próximos à unidade.

Para cada medição global de cada cárter foi obtido um conjunto de FRFs do tipo inércia (aceleração/força), sendo a resposta medida pelos acelerômetros e a força pelo sensor de força do martelo.

Tabela 3-2. Configurações do hardware SCADAS III para aquisição dos dados.

Aquisição de dados:	
Largura de banda:	2560 Hz
Linhas espectrais:	4096
Tempo de aquisição:	1,6 s
Resolução:	0.63 Hz
Janelas	
Referência (martelo):	Força-Exponencial
Resposta (acelerômetro):	Exponencial

3.1.1.4 Análise Modal

O módulo *Modal Analysis* do Test.Lab, para estimar os parâmetros modais do conjunto de FRF medidas, oferece a possibilidade de escolher entre o método no domínio do tempo da Exponencial Complexa de Mínimos Quadrados Polyreference PRCE (ver a Seção 2,6) ou o método no domínio da frequência chamado PolyMAX.

As análises das FRF correspondentes aos caráteres foram feitas no método PRCE, obtendo uma estimacão global, ou seja, aplicadas simultaneamente para todas as FRFs obtidas em todos os pontos de resposta com um o mais pontos de referência (dados MIMO).

O método no *Modal Analysis* utiliza 3 passos interativos. O primeiro é definir uma banda de frequência de interesse com ajuda da curva FRF soma e uma função indicadora de modo a escolher (ver Figura 3-2). A função utilizada foi o Multivariate Mode Indicator Function MMIF (ver Seção2.1.5.4).

O segundo passo é escolher os modos no diagrama de estabilização (ver Figura 3-3) cuja banda de frequência foi escolhida no passo anterior. O método entrega este diagrama como resultado da computação da matriz de covariância e da identificação repetitiva de um número crescente de modos no modelo.

Os dois passos anteriores foram repetidos até abarcar toda a faixa de frequência de interesse (0 -2000Hz).

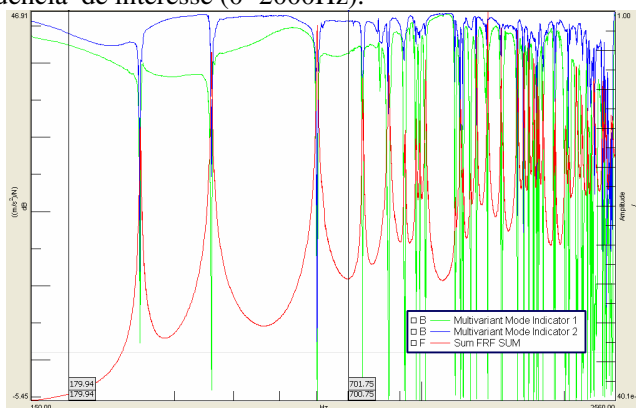


Figura 3-2. Seleção faixa de frequência para análise e função indicadora de modos Multivariate Mode Indicator Function MMIF.

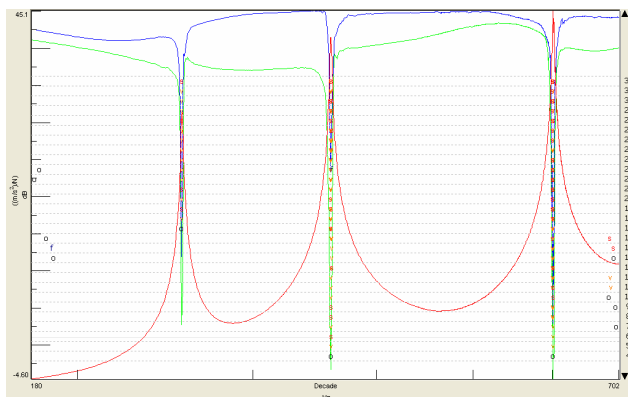


Figura 3-3. Diagrama de estabilização. A letra s indica que o cálculo do modo é estável e que portanto os seus valores correspondem a uma modo da estrutura..

No terceiro passo é usado o método LSFD (Least squares complex frequency) para calcular as formas modais. Aqui é possível visualizar as animações do modelo geométrico para cada modo.

As animações dos primeiros modos encontram-se em formato digital no disco DVD adjunto.

3.1.1.5 AME cárter 1.4 8V Livre

A Figura 3-4 mostra o modelo geométrico feito no Test.Lab para o cárter 1.4 8V constituído por 123 nós.

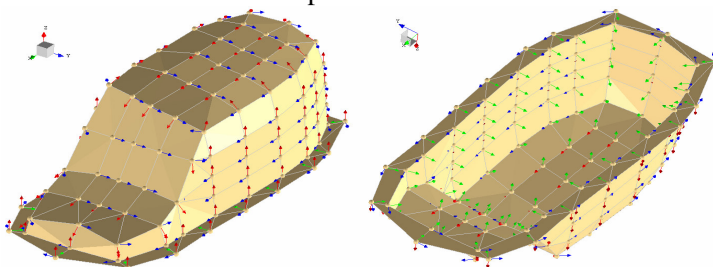


Figura 3-4. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.4 8V.

Foi colado um acelerômetro fixo no ponto 12 e outro no ponto 40 do cárter, ambos modelo PCB 353B18. Foi aplicada uma força

impulsiva com o martelo em todos os pontos e mediram-se as curvas FRFs. Foram assim obtidas 246 FRFs, tendo 123 respostas para cada uma das 2 referências. A curva FRF soma obtida somando todas as FRFs mostra-se na Figura 3-5.

As frequências e amortecimentos encontrados para cada modo aparecem na Tabela A2- 1 do Apêndice 2. O primeiro modo tem uma frequência de 255 Hz e um fator de amortecimento de 0,01%.

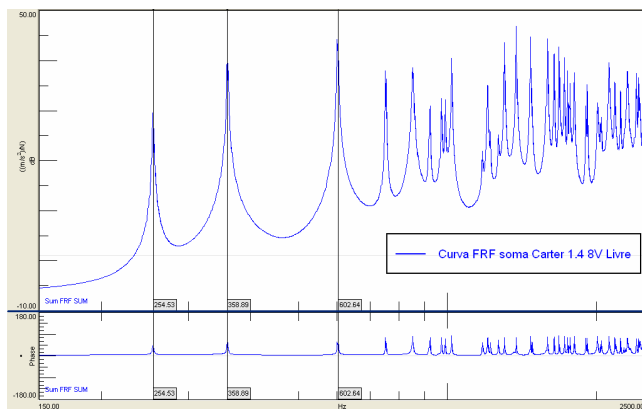


Figura 3-5. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRF de transferência e pontuais medidas no cârter 1.4 8V em condição livre.

3.1.1.6 AME cârter 1.4 8V Fixo

O modelo geométrico utilizado é o mesmo que foi usado para este cârter na condição de contorno livre.

O cârter foi parafusado numa placa de aço de 12mm de espessura e esta, por sua vez, num bloco de concreto de 1 m^3 aproximadamente, para simular a condição de contorno de contorno fixa.

Foi colado um acelerômetro fixo no ponto 12 e outro no ponto 62 do cârter, ambos modelo PCB 353B18. Foi aplicada uma força impulsiva com o martelo em todos os pontos não fixos e mediram-se as curvas FRFs. Foram assim obtidas 170 FRFs, tendo 85 respostas para cada uma das 2 referências. A curva FRF soma obtida somando todas as FRFs mostra-se na Figura 3-6.

As frequências e amortecimentos encontrados para cada modo aparecem na Tabela A2- 2 do Apêndice 2. O primeiro modo tem uma frequência de 650 Hz e um fator de amortecimento de 0,63%.

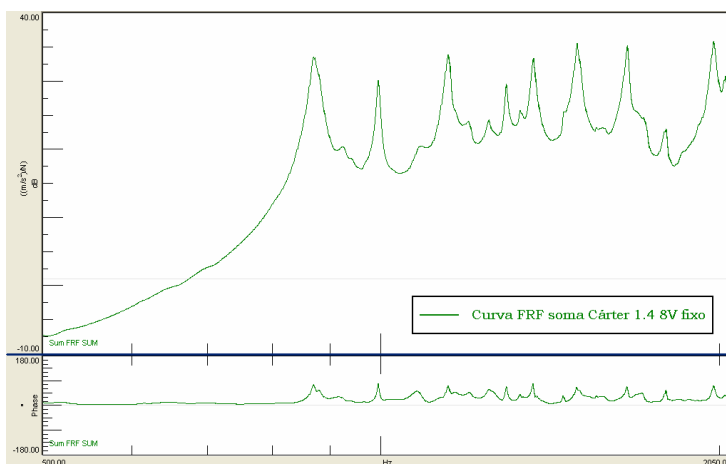


Figura 3-6. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRFs de transferência e pontuais medidas no cârter 1.4 8V em condição de contorno fixa.

3.1.1.7 AME cârter 1.9 16V Livre

A Figura 3-7 mostra o modelo geométrico feito no Test.Lab para o cârter 1.9 16V construído com 162 nós.

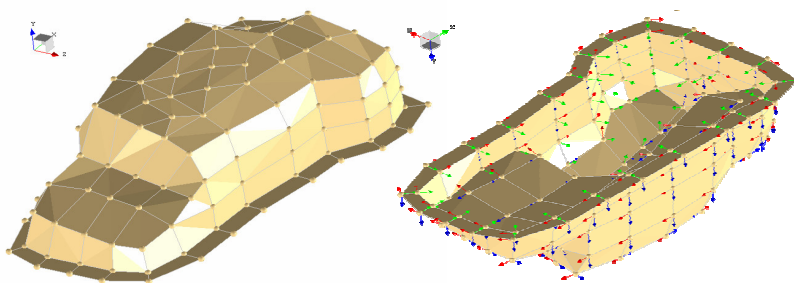


Figura 3-7. Modelo geométrico para análise modal experimental do cârter 1.9 16V na condição de contorno livre, com 162 nós.

Foi colocado um acelerômetro fixo no ponto 43 do cârter modelo PCB 352A21 (0,6g). Foi aplicada uma força impulsiva com o martelo em todos os pontos e mediram-se as curvas FRFs. Os nós da borda foram martelados nas direções x e y de seus sistemas de coordenadas nodais. Foram assim obtidas 186 FRFs, sendo 186 respostas para 1

referência. A curva FRF soma obtida somando todas as FRF mostra-se na Figura 3-8.

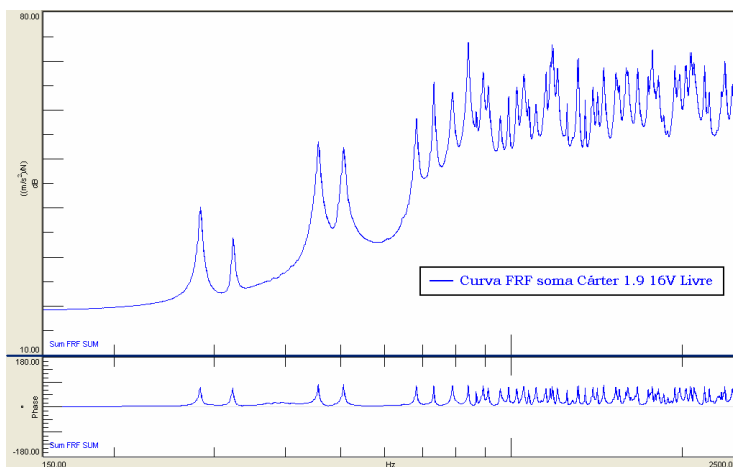


Figura 3-8. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRFs de transferência e pontuais medidas no câter 1.9 16V em condição de contorno livre.

As frequências e amortecimentos encontrados para cada modo aparecem na Tabela A2- 3 do Apêndice 2. O primeiro modo tem uma frequência de 283 Hz e um fator de amortecimento de 0,39%. Os valores de amortecimento em geral são maiores em comparação ao câter 1.4 8V livre. Isto devido provavelmente ao amortecimento por atrito nas uniões entre as componentes ou subsistemas externo e interno deste câter. Esta característica pode-se perceber facilmente escutando uma batida em ambos os cárteres. O som do câter 1,9 16V é mais abafado e seco.

3.1.1.8 AME câter 1.9 16V Fixo

A Figura 3-9 mostra o modelo geométrico feito no Test.Lab para o câter 1.9 16V na condição de contorno fixa construído com 175 nós.

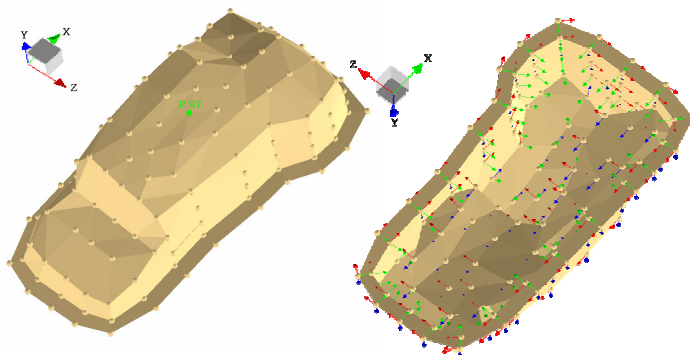


Figura 3-9. Modelo geométrico para análise modal experimental do cârter 1.9 16V na condição de contorno fixa com 175 nós.

Foi colado um acelerômetro no ponto 97 do cârter modelo PCB 352A21 (0,6g). Foi aplicada uma força impulsiva com o martelo em todos os pontos não fixos da superfície da componente externa. Para os pontos da superfície da componente interna foi o acelerômetro que mudou de posição, percorrendo todos os pontos desta superfície, e as marteladas foram dadas no ponto 97 (ver Figura 3-9). Foram assim obtidas 127 FRFs tendo 127 respostas para 1 referencias. A curva FRF soma obtida somando todas as FRFs aparece na Figura 3-10.

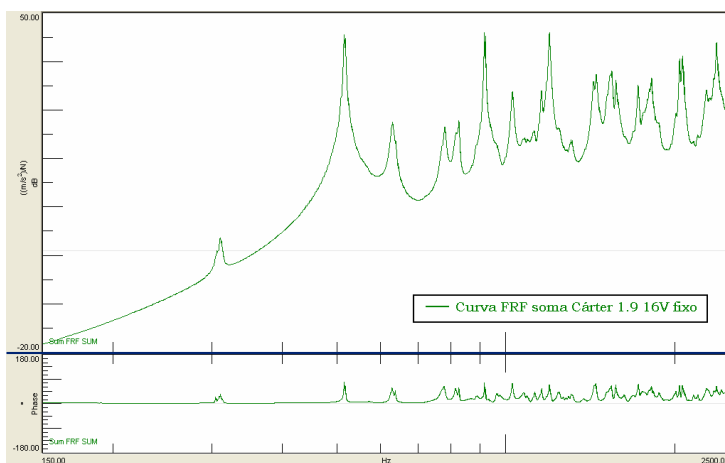


Figura 3-10. Curva FRF soma obtida da soma de todas as FRF de transferência e pontuais medidas no cârter 1.9 16V em condição de contorno fixa.

As frequências e amortecimentos encontrados para cada modo aparecem na

Tabela A2- 4 do Apêndice 2. O primeiro modo tem uma frequência de 309 Hz e um fator de amortecimento de 0,13%. Comparando as primeiras frequências com as correspondentes ao cárter 1.4 8V fixo, observa-se que este último possui modos com amortecimentos maiores. Note-se que as formas modais de ambos os casos são diferentes porque o cárter 1.9 16V tem modos onde vibra majoritariamente a componente interior, a qual mantém ainda uma borda livre. De ai não é possível comparar os parâmetros modais modo a modo por ser diferentes. Isto também explica que o amortecimento do primeiro modo do cárter 1.9 16V no caso livre(0,39%) seja maior que o do caso fixo (0,13%).

3.1.2 AME Cárgeres Quiet Steel

Na continuidade será mostrado o efeito de mudar, para os dois modelos de cárgeres, o material do cárter de aço para o material multicamada chamado comercialmente Quiet Steel, caracterizado por ter alto amortecimento.

3.1.2.1 AME Cárger 1.4 8V Quiet Steel Livre

A Figura 3-11 mostra o modelo geométrico feito no Test.Lab para o cárter 1.4 8V de Quiet Steel construído com 53 nós.

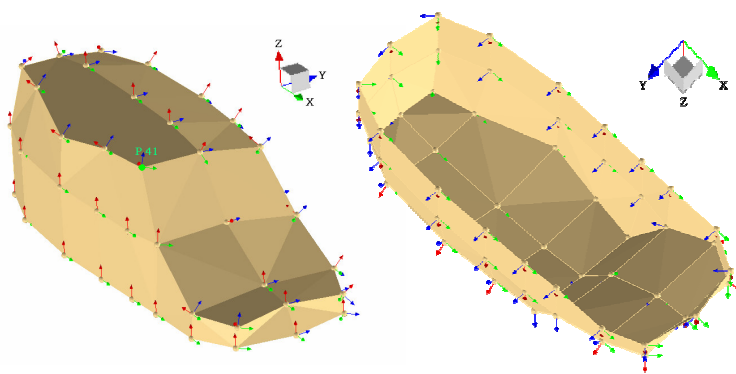


Figura 3-11. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.4 8V na condição de contorno livre, com 53 nós.

Foi colado um acelerômetro fixo modelo PCB 353B18 no ponto 41 do cárter. Foi aplicada uma força impulsiva com o martelo em todos os pontos e mediram-se as curvas FRFs. Foram assim obtidas 53 FRFs, com 53 respostas para 1 referência. A curva FRF soma obtida somando todas as FRFs, junto com a correspondente para o aço, mostra-se na Figura 3-12.

A curva FRF soma vermelha corresponde ao cárter 1.4 8V feito de Quiet Steel e a curva azul ao feito de Aço, ambos em condição de contorno livre. Consegue-se observar o efeito do alto amortecimento do material multicamada Quiet Steel. A amplitude nas frequências naturais é atenuada aproximadamente em 30 dB. As frequências dos modos têm um pequeno caimento. Isto pode-se dever em parte a que as massas dos cárteres do material multicamada são levemente maiores que as dos cárteres de aço (ver Tabela 1.1). Sabe-se pela teoria, que o adicionamento de amortecimento faz decrescer minimamente a frequência natural. No caso que o adicionamento de amortecimentos é muito elevado pode já ser não desprezível esta caída de frequência. Não tem-se informação do módulo de elasticidade do material multicamada o qual poderia também afetar o valor da frequência natural.

Os picos de ressonâncias agora são mais grossos. Os primeiros 5 modos coincidem com os do cárter de aço. Para frequências superiores, à medida que a densidade modal aumenta, o alto amortecimento não permite diferenciar os modos contidos esperados segundo a curva do aço. Neste caso, vários modos que aparecem na curva do aço são disfarçados por ser agora bem mais grossos, superpondo-se entre eles. Mesmo assim, a curva FRF do cárter de Quiet Steel segue a curva FRF soma do aço, só que ligeiramente deslocada em frequência e com picos de muito menor amplitude e mais grossos.

As frequências e amortecimentos encontrados para cada modo aparecem na Tabela A2 – 5 do Apêndice 2. Os primeiros 5 modos que coincidem com os encontrados no cárter de aço aparecem em cor negra, e os demais em cinza. O primeiro modo tem uma frequência de 247 Hz e um fator de amortecimento de 2,62%.

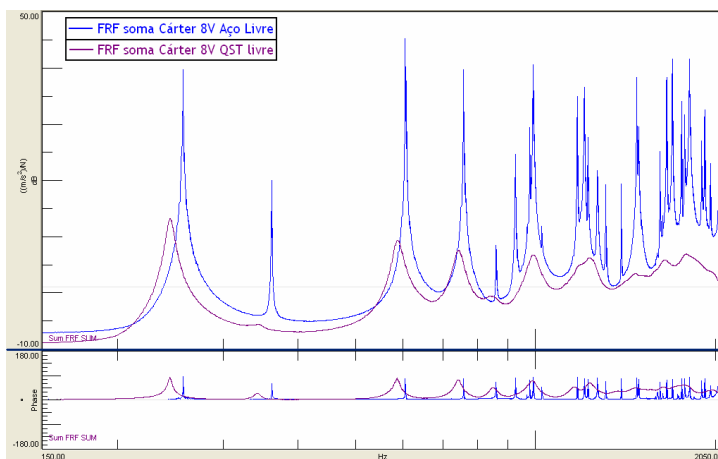


Figura 3-12. Comparação das Curvas FRF soma do cártter 1.4 8V de aço (azul) e Quiet Steel (vermelho) na condição de contorno de contorno livre.

3.1.2.2 AME Cártter 1.4 8V Quiet Steel Fixo

O modelo geométrico utilizado, mostrado na Figura 3-13, foi feito com 105 nós.

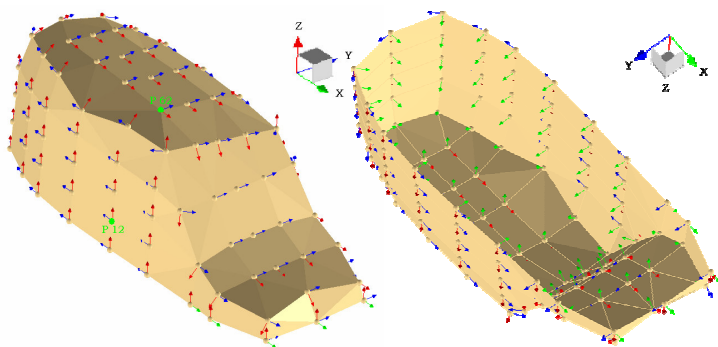


Figura 3-13. Modelo geométrico para análise modal experimental do cártter 1.4 8V na condição de contorno fixa com 105 nós.

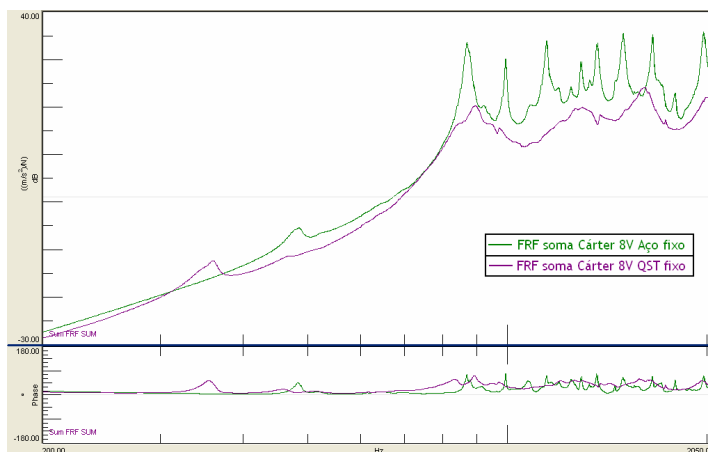


Figura 3-14. Comparação Curvas FRF soma do cárter 1.4 8V de aço (verde) e Quiet Steel (vermelho) condição de contorno fixa.

Foi colado um acelerômetro fixo no ponto 12 e outro no ponto 62 do cárter, ambos modelo PCB 353B18. Foi aplicada uma força impulsiva com o martelo em todos os pontos não fixos e mediram-se as curvas FRFs. Foram assim obtidas 170 FRFs, tendo 85 respostas para cada uma das 2 referências. Na Figura 3-14 mostra-se a curva FRF soma, obtida somando todas as FRFs (curva vermelha), junto com a correspondente ao aço (curva verde).

Observa-se que a curva correspondente à FRF soma do cárter multicamada segue a correspondente curva do cárter de aço, mas é difícil identificar as suas frequências naturais devido ao amortecimento excessivo, tanto do material como o produzido pelo atrito fixações. Nestas condições, não foi possível encontrar coincidência nas formas modais encontrados no cárter 1.4 8V em condição fixa em comparação as encontradas no Carter de aço nem para os primeiros modos.

3.1.2.3 AME Cárter 1.9 16V Quiet Steel Livre

A Figura 3-15 mostra o modelo geométrico feito no Test.Lab com 119 nós para o cárter 1.9 16V na condição de contorno livre.

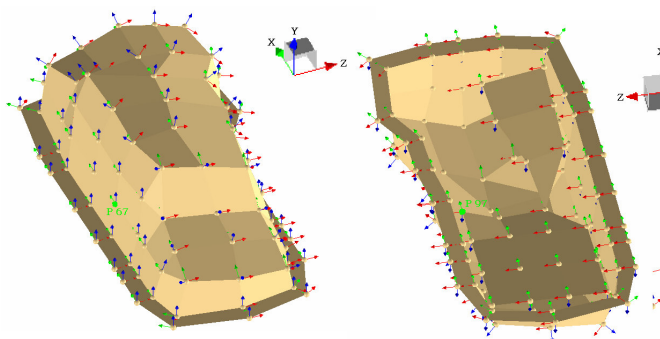


Figura 3-15. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.9 16V na condição de contorno livre, com 119 nós.

Foi colado um acelerômetro fixo no ponto 67 e outro no ponto 97 do cárter ambos modelo PCB 353B18. Foi aplicada uma força impulsiva com o martelo em todos os pontos e mediram-se as curvas FRFs. Os nós da borda foram martelados nas direções x e y de seus sistemas de coordenadas nodais. Foram assim obtidas 282 FRFs, sendo 141 respostas para cada uma das 2 referências. A curva FRFs soma, obtida somando todas as FRFs, junto com a correspondente ao cárter de aço, mostra-se na Figura 3-16.

A curva FRF soma vermelha corresponde ao cárter 1.9 16V feito de Quiet Steel e a curva azul ao feito de Aço, ambos em condição de contorno livre.

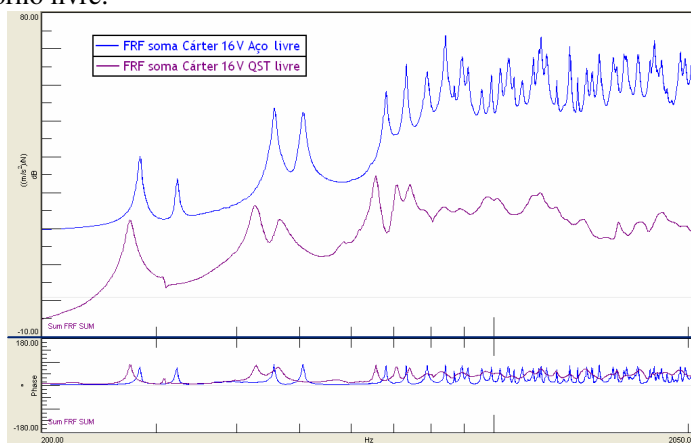


Figura 3-16. Comparação das Curvas FRF soma do cárter 1.9 16V de aço (azul) e Quiet Steel (vermelho), na condição de contorno livre.

Foi possível identificar os 7 primeiros modos cujas formas modais coincidem com as correspondentes ao cárter de aço. As frequências e amortecimentos encontrados para cada modo aparecem na Tabela A2 – 6 do Apêndice 2. O primeiro modo tem uma frequência de 274 Hz e um fator de amortecimento de 1,03%.

3.1.2.4 AME Cáster 1.9 16V Quiet Steel Fixo

A Figura 3-17 mostra o modelo geométrico feito no Test.Lab com 138 nós para o cárter 1.9 16V na condição de contorno fixo.

Foram colados um acelerômetro modelo PCB 352A21 (0,6g) no ponto 10 e outro no ponto 90 do cárter. Foi aplicada uma força impulsiva com o martelo em todos os pontos não fixos da superfície da componente externa. Para os pontos da superfície da componente interna foi o acelerômetro o que mudou de posição, percorrendo todos os pontos desta superfície. Foram assim obtidas 228 FRFs, sendo 114 respostas para cada uma das 2 referências. A curva FRF soma obtida somando todas as FRF aparece na Figura 3-18.

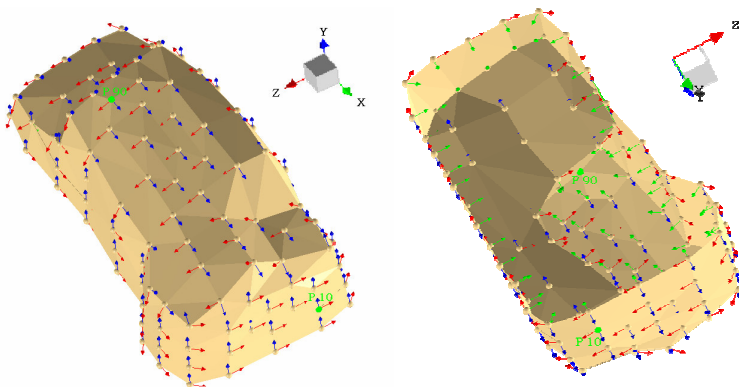


Figura 3-17. Modelo geométrico para análise modal experimental do cárter 1.9 16V na condição de contorno livre com 119 nós.

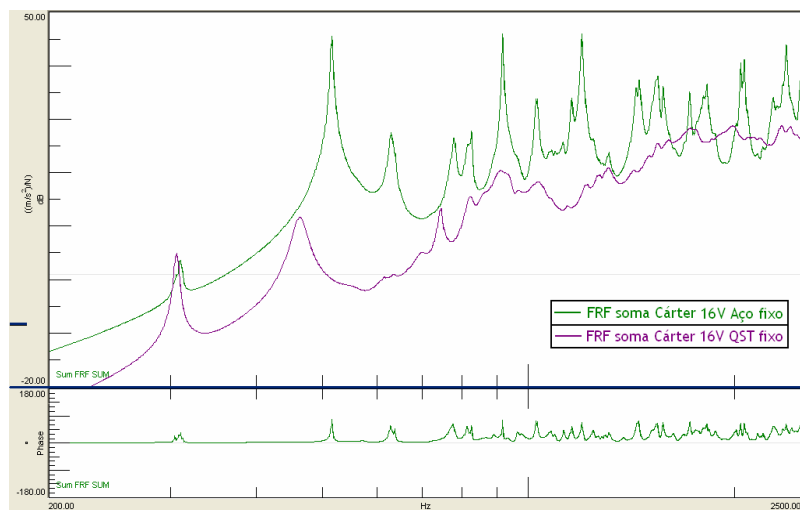


Figura 3-18. Comparação das Curvas FRF soma do cáster 1.9 16V de aço (verde) e Quiet Steel (vermelho) condição de contorno fixa.

A curva FRF soma vermelha corresponde ao cáster 1.9 16V feito de Quiet Steel e a curva verde ao feito de Aço, ambos em condição de contorno fixa. Foi possível identificar 8 modos cujas formas modais coincidem com as correspondentes ao cáster de aço. As frequências e amortecimentos encontrados para cada modo aparecem na Tabela A2 –7 na Apêndice 2. Não foi possível identificar no cáster de Quiet Steel o modo 5 que aparece no cáster de aço. O primeiro modo tem uma frequência de 305 Hz e um fator de amortecimento de 0,40%.

3.2 MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS

3.2.1 FEM Cáster 1.4 8V

3.2.1.1 Modelo Geométrico Cáster 1.4 8V

O ideal para construir uma malha de elementos finitos de uma peça, é ter o modelo geométrico CAD original. Porém, para o cáster 1.4 8V não foi possível conseguir este arquivo pelo que teve que ser gerado.

A geometria foi feita com o sistema CAD Solid Edge. Definiu-se no cáster um sistema de coordenadas tridimensional e, com a ajuda de

um paquímetro, foram determinadas as principais curvas para gerar a geometria aproximada do cárter 1.4 8V real. Ingressando as curvas obtidas manualmente e utilizando o conjunto de ferramentas do Solid Edge, a geometria ficou determinada por 575 pontos, 2014 curvas e 417 superfícies. (ver Figura 3-19)

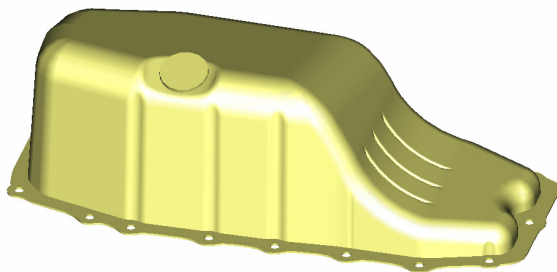


Figura 3-19 Modelo Geométrico cárter 1.4 8V.

3.2.1.2 Modelo de Elementos Finitos

Foi utilizado o software comercial pré-processador MSC/PATRAN para a criação do modelo de elementos finitos.

Importou-se o arquivo com formato Parasolid contendo a geometria do cárter 1.4 8V. A visualização desta pode ser observada na Figura 3-20.

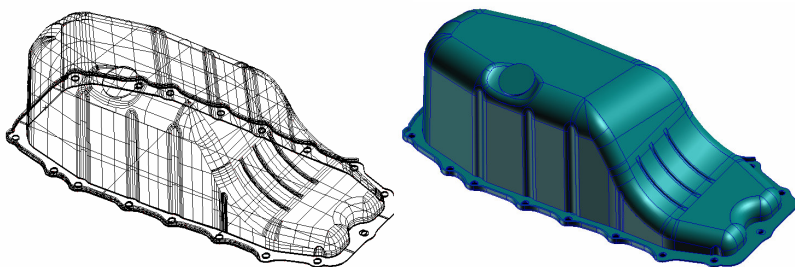


Figura 3-20 Visualizações do modelo geométrico do cárter 1.4 8V no PATRAN.

A malha de elementos finitos foi construída segundo os pontos, linhas e superfícies do modelo geométrico utilizando a interface gráfica do software.

O tamanho de elemento deve ser menor de 1/12 do comprimento de onda das ondas de flexão na frequência máxima (GERGES, 2000 [17]). Assim, para ondas de flexão no aço com uma frequência máxima de 2kHz, esta dimensão resulta em 6,7mm. Com o fim de obter um resultado mais refinado, e de acordo com as possibilidades computacionais, o tamanho dos elementos foram de 2mm cada.

Assim, foram definidas sementes de malha (mesh seeds) com separação de 2mm entre cada uma delas para cada uma das 2014 linhas.

Foi gerada a malha superficial, em princípio com elementos quadrados e tipologia QUAD4, de forma automática para as 417 superfícies, seja com o método Isomesh⁵ para as superfícies biparamétricas ou Isopaver⁶ para as não biparamétricas. Em algumas malhas foi necessário usar um ou alguns elementos triangulares devido a impossibilidade de fechar as superfícies apenas com elementos quadrados. Em alguns setores a malha teve que ser refeita, editando ponto a ponto e elemento a elemento, por não ter sido obtido um resultado ótimo com os métodos automáticos.

Foi feita uma malha da porca com elementos tipo Cunha com topologia Wedge6 e elementos Hexadecimais com topologia Hex8 (o número final indica o número do nós).

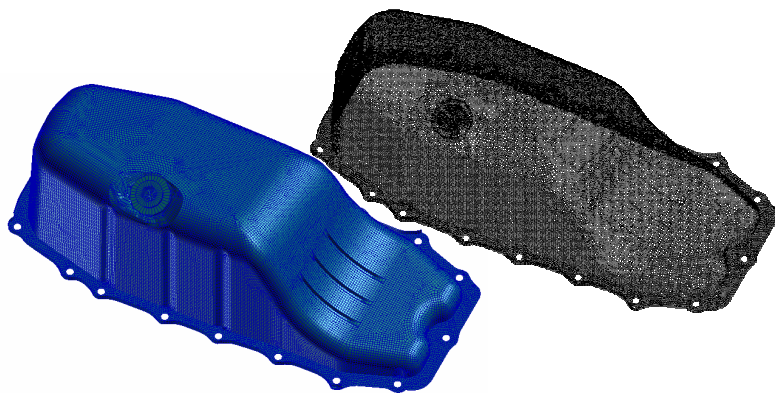


Figura 3-21 Modelo de elementos finitos cárter 1.4 8V.

⁵ IsoMesh opera em curvas paramétricas, superfícies biparamétricas, e sólidos tripamétricos. No caso de superfícies elas devem estar parametrizadas com três ou quatro lados só.

⁶ Paver pode ser utilizado em superfícies de qualquer tipo, incluindo superfícies aparadas de n-lados. Produz elementos quadrados ou triangulares e pode malhar superfícies aparadas (cortadas) ou não cortadas com mais de quatro lados, bem como superfícies paramétricas.

A Figura 3-21 mostra a malha do cárter 1.4 8V terminada e a Tabela 3-3 mostra o resumo de elementos e nós usados.

Os elementos do corpo do cárter foram estabelecidos como elementos 2D Shell com espessura de 1,25mm. Os elementos da porca foram elementos 3D sólidos. O material para os elementos 2D e 3D foi aço com as propriedades que aparecem na Tabela 3-4.

Tabela 3-3. Resumo modelo de elementos finitos cárter 1.4 8V.

Número de Nós	34.832
Número de elementos Hexa	234
Número de elementos Penta	24
Número de elementos Quadrados	30.329
Número de elementos Triangulares	7.334
Número Total de Elementos	37.921

Tabela 3-4. Propriedades do Aço usadas no FEM do cárter 1.4 8V.

Módulo de Elasticidade (GPa)	200
Cociente de Poisson	0,3
Módulo de Cisalhamento	9,72E+10
Densidade kg/m3	7800

3.2.1.3 Condições de Contorno

No caso de condição livre não foi necessário aplicar condições de contorno. Para a análise de condição fixa foram fixados os elementos da borda mostrados na Figura 3-22 com valores para deslocamento (0, 0, 0) e rotação (0, 0, 0).

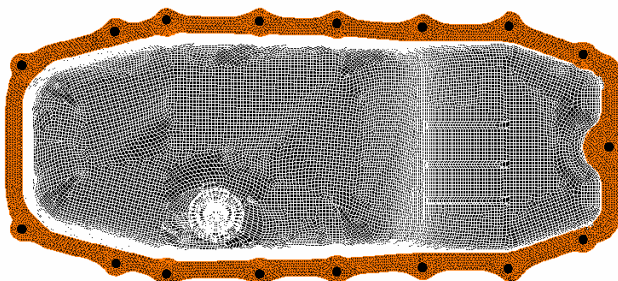


Figura 3-22. Condição de contorno fixo nas bordas do cárter 1.4 8V. Aos elementos laranja foram definidos deslocamentos nulos.

3.2.1.4 Dados para a Análise

A análise configurada para o modelo de elementos finitos, para condição livre e fixa, foi a seguinte:

Depois de aplicar o tipo de análise descrito acima, o PATRAN criou o arquivo contendo o modelo FEM e os dado de análise com extensão *.bdf. Este arquivo é aberto automaticamente pelo solver NASTRAN para a resolução da análise proposta. Os resultados foram acessados por PATRAN abrindo o arquivo com extensão *.xdb.

Tabela 3-5. Dados usados no pré-análise do PATRAN para ser resolvidos pelo solver NASTRAN

Código de análise	MSC.NASTRAN
Tipo de análise	Estrutural
Tipo de solução	Modos Normais; Extração de valores próprios reais: 50 primeiras raízes.

3.2.1.5 Resultados cárter 1.4 8V Condições Livre e fixa

Os resultados das frequências naturais para o cárter 1.4 8V livre e fixo fornecidos por NASTRAN são resumidos na Tabela A1- 1 e Tabela A1- 2 no Apêndice 1. Na condição livre a primeira frequência calculada foi de 218 Hz e 676 Hz para a condição fixa.

As formas modais foram visualizadas em animações feitas nas ferramentas de pós-processamento do PATRAN. Os vídeos destas animações encontram-se em formato digital no disco DVD anexo. Os dados dos vetores próprios não foram publicados aqui por serem muito extensos.

3.2.2 FEM Câter 1.9 16V

3.2.2.1 Modelo Geométrico câter 1.9 16V

A geometria CAD do Carter 1.9 16V foi fornecida pelo fabricante. Esta é determinada por 2.866 pontos, 10.327 curvas e 2303 superfícies. (ver Figura 3-23)

O arquivo CAD da geometria foi aberto com Solid Edge e exportada para o formato Parasolid. Foi utilizado o software comercial PATRAN NASTRAN para a criação do modelo de elementos finitos.

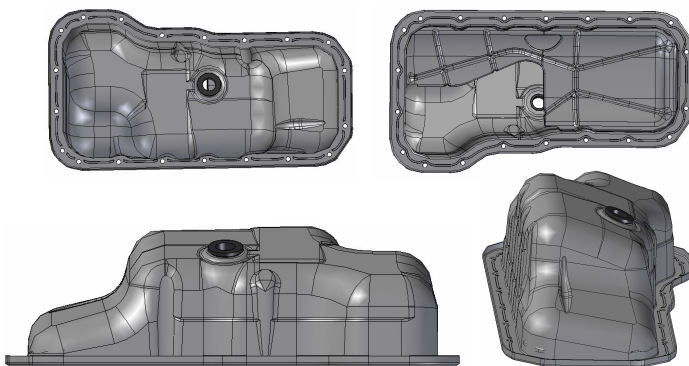


Figura 3-23. Modelo geométrico CAD do câter 1.9 16V

3.2.2.2 Modelo de Elementos Finitos câter 1.9 16V

Importou se no PATRAN o arquivo com formato parasolid contendo a geometria do Carter 1.9 16V. A visualização aparece na Figura 3-24.

O câter 1.9 16V contém duas componentes ou subsistemas unidos por solda ponto. A malha de elementos finitos foi construída segundo os pontos, linhas e superfícies do modelo geométrico utilizando a interface gráfica do software para cada superfície.

Novamente, o tamanho dos elementos foram feitos de 2mm cada. Assim, foram definidas sementes de malha (*mesh seeds*) com separação de 2mm entre cada uma de elas para cada uma das 10.327 linhas.

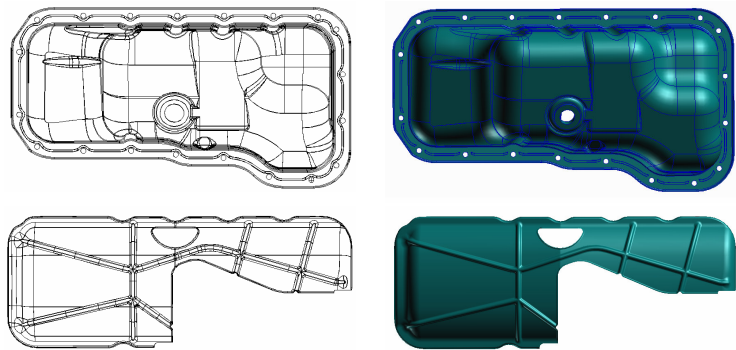


Figura 3-24 Visualizações do modelo geométrico do cárter 1.9 16V no PATRAN.

Foi gerada a malha superficial, em princípio com elementos quadrados e tipologia QUAD4, de forma automática para as 2303 superfícies, seja com o método Isomesh para as superfícies biparamétricas ou Isopaver para as não biparamétricas. Em algumas malhas também foi necessário usar um ou alguns elementos triangulares devido a que não era possível fechar as superfícies só com elementos quadrados. Em alguns setores a malha teve que ser refeita, editando ponto a ponto e elemento a elemento por não obter se um resultado ótimo com os métodos automáticos.

A porca é a mesma utilizada no cárter 1.4 8V e foi utilizada a mesma malha.

Para unir as duas componentes do cárter foram colocados 192 conectores tipo *Spot Weld* (soldas ponto) entre elementos correspondentes às superfícies de contacto do cárter.

Tabela 3-6. Resume modelo de elementos finitos cárter 1.9 16V.

Número de Nós	84.657
Número de elementos Hexa	108
Número de elementos Quadrados	76975
Número de elementos Triangulares	12665
Número Total de Elementos	89.748
Número de conectores <i>Spot Weld</i>	192

A Figura 3-25 mostra a malha do cárter 1.9 16V e a Tabela 3-6 o resumo de elementos, nós e conectores usados.

Os elementos do corpo do cárter foram definidos como elementos 2D Shell com espessura de 1,25mm para a superfície exterior e 0,8mm para a superfície interior. Os elementos da porca foram elementos 3D sólido. O material para os elementos 2D e 3D foi aço com as propriedades que aparecem na Tabela 3-7.

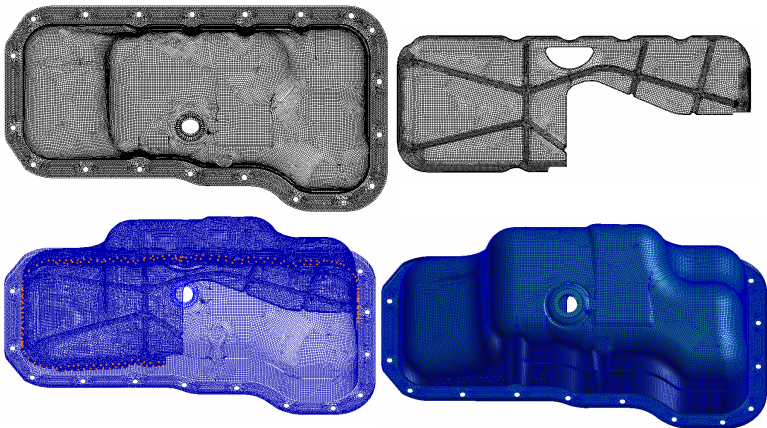


Figura 3-25. Modelo de elementos finitos cárter 1.9 16V.

Tabela 3-7. Propriedades do Aço usadas no FEM do cárter 1.9 16V.	
Módulo de Elasticidade (GPa)	200
Cociente de Poisson	0,3
Módulo de Cisalhamento	9,72E+10
Densidade kg/m3	7800

3.2.2.3 Condições de Contorno

No caso de condição livre não foi necessário aplicar condições de contorno.. Para a análise de condição fixa foram fixados os elementos da borda de fixação mostrados na Figura 3-26 com valores para deslocamento (0, 0, 0) e rotação (0, 0, 0).

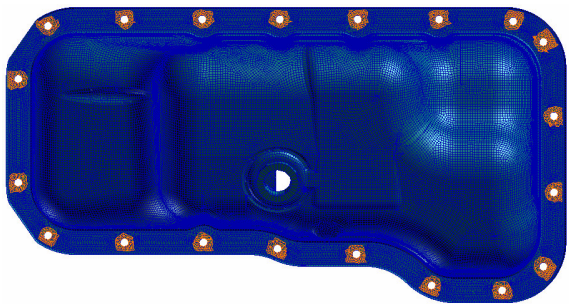


Figura 3-26. Condição de contorno fixo nas bordas do cárter 1.9 16V. Aos elementos laranja foram definidos deslocamentos nulos.
3.2.2.4 Dados para a Análise

A análise configurada para o modelo de elementos finitos criado, para condições livre e fixa, aparece na Tabela 3-8.

Tabela 3-8. Dados usados no pré-análise do PATRAN para ser resolvidos pelo NASTRAN.

Código de análise	MSC.NASTRAN
Tipo de análise	Estrutural
Tipo de solução	Modos Normais; Extração de valores próprios reais: 50 primeiras raízes.

3.2.2.5 Resultados cárter 1.9 16V Condições Livre e Fixa

Os resultados das frequências naturais para o cárter 1.9 16V livre e fixo fornecidos por NASTRAN são resumidos na Tabela A1- 3 e Tabela A1- 3 no Apêndice 1. Na condição livre a primeira frequência calculada foi de 290 Hz e 321 Hz para a condição fixa.

Os vídeos das animações encontram também no disco DVD anexo.

3.3 METODOLOGIA, RESULTADOS E ANÁLISE DAS
MEDIÇÕES DA PT

3.3.1 Metodologia das Medições

3.3.1.1 Equipamento e Sistema de Medição

O equipamento utilizado é detalhado na Tabela 3-9 e as conexões do sistema de medição são mostradas na Figura 3-27. O sistema PULSE utiliza um computador pessoal para o controle do hardware de aquisição de dados. A ligação é pela interfase LAN.

Tabela 3-9. Equipamento utilizado nas medições da PT utilizando duas salas reverberantes.

Equipamento	Marca	Modelo	Tipo	
1 Microfone	G.R.A.S.	40AQ	1/2" Prepolarized Random Mic.	
1 Pré Amplificador Mic 1/2"	G.R.A.S.	26CA	1/2" ICP	
1 Rotating Microphone Boom	B&K	Type 3923		
1 Hardware Aquisição Dados	B&K	Type 3109	Input/output module	
1 Interface Hardware/Software	B&K	Type 7533	LAN module	Interfase
1 Amplificador de Potência	UNIC	Storm ZX800	800 W _{RMS}	
1 PC com sistema PULSE	DELL			
1 Caixa Acústica	Selenium			
1 Fonte de ruído de referência	B&K	Type 4202		

Cabos para conexões

O microfone na sala reverberante foi conectado fisicamente numa das entradas do PULSE. Mediante o software, aquela entrada do microfone foi ligada a um analisador com largura de banda com percentagem constante PCB (Constant Percentage Bandwidth) configurado para fornecer os valores de auto-espectro da pressão acústica (valores p_{rms}^2) em terço de oitava.

Foi configurado um sinal tipo ruído branco em toda a faixa de frequências audíveis (20 – 20kHz) e ligado a uma das saídas do módulo de entradas e saídas do hardware de aquisição de dados. Esta saída foi ligada na entrada do amplificador de potência. A saída deste por sua vez, foi conectada à caixa de som na sala reverberante emissora.

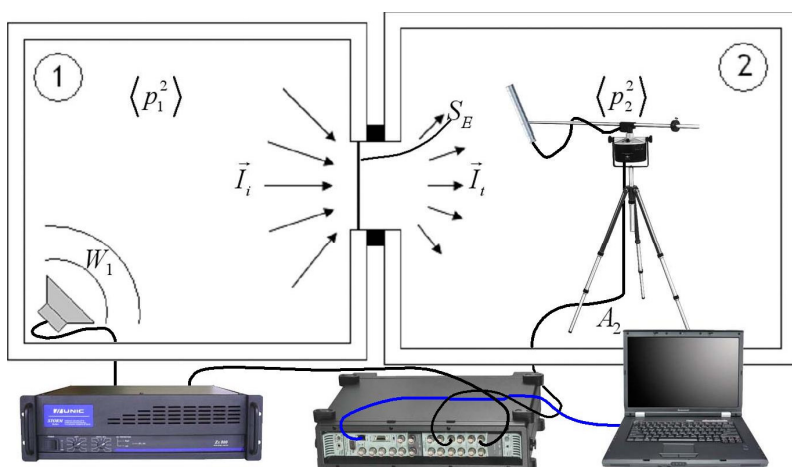


Figura 3-27. Sistema de medição utilizado nas medições da PT.

3.3.1.2 Metodologia das Medições PT

As medições foram baseadas na norma ISO 140 “Medição de isolamento sonoro em construções e elementos de construção”, Parte 10: “Medições no Laboratório de isolamento de som aéreo de pequenos elementos de construção”.

A norma ISO 140-10 sugere medir a PT via *flanking* colocando na abertura da partição do elemento a medir uma placa que tenha grande isolamento sonoro. Se a diferença entre o valor medido da PT desta, segundo a Equação (0.102), e a PT do elemento de interesse é maior que 10 dB, pode-se considerar desprezível a transmissão de som indireto ou

via *flanking*. Se o valor desta diferença for igual ou menor do que 10 dB, deve haver correção.

A norma ISO 140-3 diz que a potência sonora fornecida na sala reverberante deve ser suficiente para que o NPS na sala reverberante receptora seja pelo menos 15 dB maior que o ruído de fundo. Se esta diferença é menor do que 15 dB, mas maior do que 6 dB, as correções podem ser calculadas segundo a Equação (0.114). A norma também diz que quando se está usando somente uma fonte, ela deve ser operada em pelo menos duas posições.

Em relação às posições do microfone, a norma ISO 140-3 diz que quando é usado um microfone em movimento, o raio de rotação deve ser pelo menos de 1m e o tempo de viagem de cada período não deve ser menor de 15s, deve cobrir um número inteiro de voltas e não deve ser menor que 30s. O microfone deve estar afastado 0,7m de qualquer superfície ou difusor e 1m da fonte e da amostra sob teste.

Para medir a PT de cada cárter, eles foram inseridos entre as duas salas reverberantes do LVA da UFSC, como mostra a Figura 3-28.

Como os cárteres são de tamanho fixo, não foi possível montar uma amostra em todo o espaço da partição (1,8 x 1,3m aprox.). Teve-se que montar 3 placas de madeira MDF de 3cm de espessura cada, furadas no meio para inserir e parafusar cada cárter. Foi adicionada massa deformável para preencher as bordas da abertura e dar um ângulo de abertura menor de 30° conforme ao Anexo B da norma ISO 140-10 e assim evitar ondas estacionárias que possam afetar a medição (ver Figura 3-28 à direita).

No caso da medição da PT via *flanking*, foi preenchida a abertura do cárter com uma placa de aço (a mesma utilizada para obter a condição de contorno fixa nas medições de AME) de 12 mm de espessura por um lado dos painéis e abundante massa deformável no espaço furado do outro lado. O objetivo do preenchimento da abertura é quantificar o fluxo de energia por todas as vias de transmissão que não seja o próprio cárter.



Figura 3-28. Montagem do cárter 1.4 8V entre as salas reverberantes do LVA da UFSC para medição da PT.

Para cada cárter e para a partição sem abertura as medições foram as seguintes:

1. Medição do valor médio no tempo e no espaço da pressão acústica na sala fonte $\langle p_1^2 \rangle$ com a fonte ligada.
2. Medição do valor médio no tempo e no espaço da pressão acústica na sala receptora $\langle p_2^2 \rangle$ com a fonte ligada.
3. Medição do valor médio no tempo e no espaço da pressão acústica na sala receptora $\langle p_2^2 \rangle$ com a fonte desligada, ou seja, do ruído de fundo na sala 2.
4. Medição da absorção da sala receptora (sala 2) mediante o método da fonte com potência de referência conhecida (Equação (0.106)).

Para obter o valor médio espacial do quadrado da pressão acústica $\langle p^2 \rangle$ foi utilizado o *boom* rotatório de microfone numa velocidade de 16s cada volta. O tempo de cada medição foi de 48s, ou seja, 3 voltas completas do microfone.

3.3.2 Resultados e Análise Medições da PT

Na continuidade serão apresentados os resultados das medições da PT dos cárteres 1.4 8V e 1.9 16V feitos de aço e do material multicamadas Quiet Steel. Os gráficos dos resultados serão mostrados

nesta seção, enquanto que as correspondentes tabelas encontram-se no Apêndice 3.

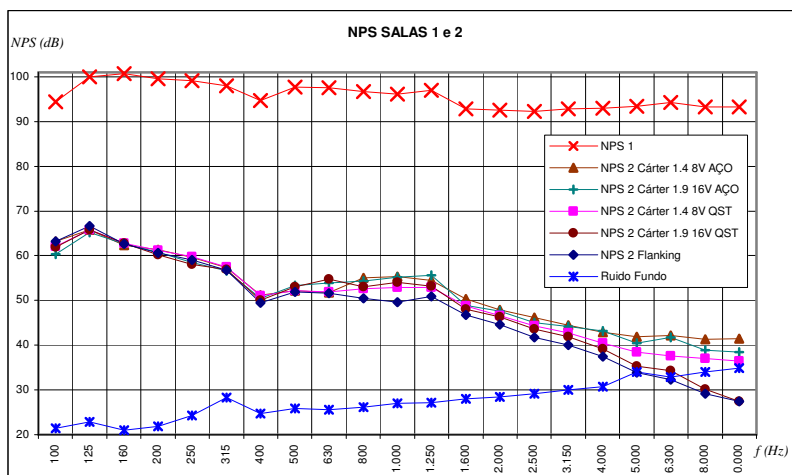


Figura 3-29. Níveis de pressão sonora medidos nas salas reverberantes do LVA UFSC.

A Figura 3-29 apresenta os NPS medidos nas salas reverberantes. A curva vermelha corresponde ao NPS na sala emissora 1 e as outras curvas correspondem aos NPS obtidos na sala receptora 2 para cada cárter inserido. A curva *NPS 2 Flanking* corresponde ao NPS medido com a abertura para a montagem do cárter, que se mostra na Figura 3-28, preenchido com uma placa de aço de 12 mm por um lado e preenchido com massa pelo outro lado. A curva inferior corresponde ao NPS obtido na sala receptora quando a fonte da sala emissora estava desligada, ou seja, o nível de ruído de fundo.

Existe uma grande diferença entre o NPS na sala emissora e os NPS na sala receptora 2, começando em 30 e terminando em 50 dB, aproximadamente, na faixa de frequências de 100 e 10kHz. Isto indica valores altos para a PT.

O nível de ruído de fundo está uns 40 dB abaixo das curvas de NPS 2 nos 100 Hz, mas a diferença fica menor quando a frequência é maior. Na faixa de frequências entre 100 e 2000 Hz o valor da relação s/r é maior do que 15 dB, pelo que pode se desprezar o efeito do ruído de fundo. Para as bandas de 3150 e 4kHz o valor é maior que 6 mas menor do que 10 dB, pelo que o efeito de ruído de fundo pode ser

corrigido segundo a norma ISO-3. Para as bandas entre 5k e 10kHz está relação é bem menor do que 5 dB. Ao redor dos 6k Hz ela cruza as curvas NPS 2 Flanking e NPS 2 caráter 1.9 16V QST. Foi feita uma correção pelo ruído de fundo nos valores dos NPS nestas curvas segundo a Equação (0.114).

Em relação à transmissão por vazamento, a norma ISO 140 parte 10 indica se o valor medido da diferença entre o nível na sala 2 do objeto a medir (NPS 2 Caráter ...) e o nível na sala 2 por *flanking* (NPS 2 Flanking) é maior que 10 dB, o som transmitido indiretamente é desprezível. Se esta diferença for maior que 6 e menor que 10 dB, a norma especifica usar a equação (0.114). Porém, uma diferença de 6 dB foi encontrada somente acima de 5kHz e só para alguns caracteres (ver Figura 3-29).

Esta norma especifica também que para obter uma diferença maior entre a PT do elemento e a PT por vazamento, é conveniente montar um número maior de unidades de medição. Devido à disponibilidade foram inseridas duas unidades do caráter 1.4 8V na montagem na partição entre as salas reverberantes. No caso do caráter 1.9 16V, tinha –se disposição só uma, pelo que as medições foram feitas com uma unidade somente.

A Figura 3-29 mostra também que até os 500 Hz todas as curvas de NPS 2 são similares pelo que se pode pensar que o fluxo de energia sonora está sendo transmitido principalmente pelo painel do montagem e/ou pela partição toda e não pelo caráter. Nestas condições não é possível obter um valor confiável da PT de cada caráter. Acima de 800 Hz, as curvas vão se distanciando acima da curva NPS 2 *flanking*. Isto quer dizer que o fluxo de energia sonora é transmitido principalmente pelo caráter, o que dá a possibilidade de obter uma medição da sua PT.

A

Figura 3-30 mostra os diferentes níveis de absorção sonora da sala receptora com os diferentes caracteres montados, obtidos segundo a Equação (0.106), utilizando uma fonte acústica de referência com potência conhecida. Estas curvas resultaram ser quase idênticas uma da outra.

Os cálculos da PT foram feitos utilizando a equação (0.112) resultante da Seção 2.3.2.2. “Medição PT de um Elemento com Transmissão via flanking”, na faixa de frequências de 800 e 10kHz. As curvas obtidas mostram-se na Figura 3-31 para os caracteres 1.4 8V e na Figura 3-32 para os caracteres 1.9 16V. Nestas figuras aparecem também a PT com todas as portas da partição fechadas das salas reverberantes do

LVA determinada experimentalmente por Gomes (2005 [25]) na sua dissertação de mestrado.

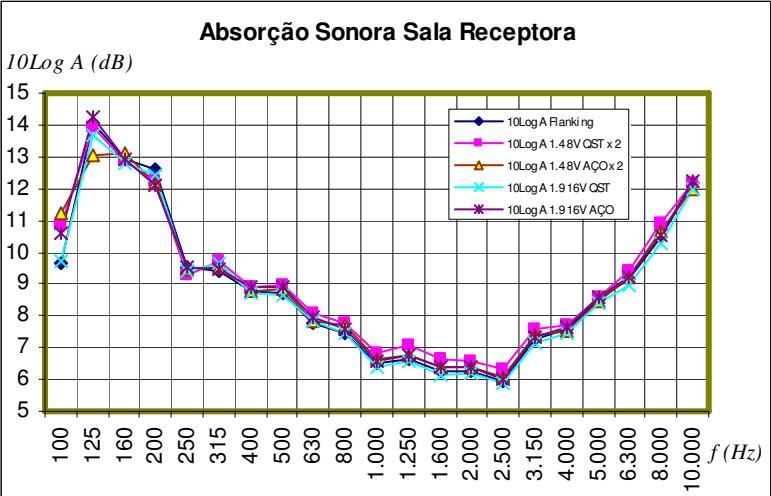


Figura 3-30. Níveis de absorção sonora da sala receptora com os diferentes caráteres montados na partição das salas reverberantes.

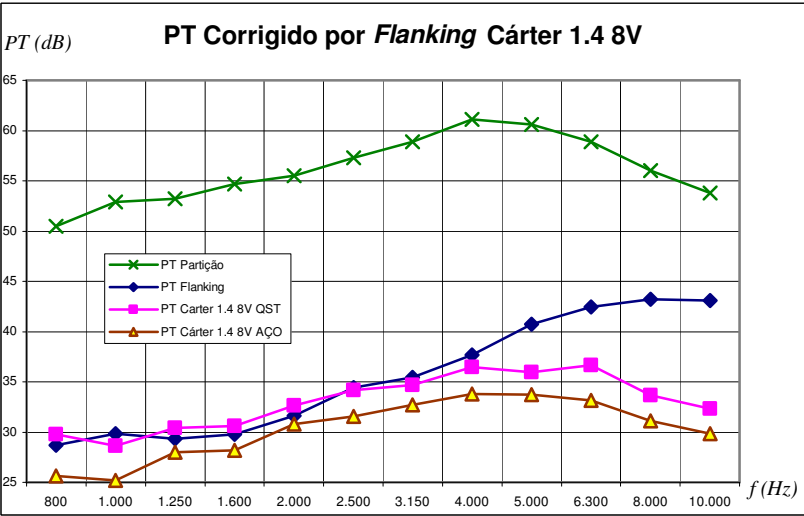


Figura 3-31. Perda de Transmissão caráter 1.4 8V feito de aço e Quiet Steel com correção da transmissão via flanking.

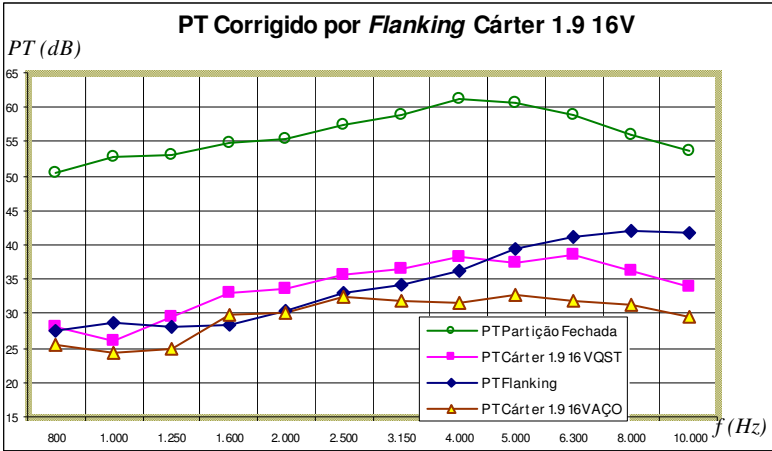


Figura 3-32. Perda de Transmissão cáster 1.9 16V feito de aço e Quiet Steel com correção da transmissão via flanking.

Observa-se uma grande diferença na PT entre as curvas dos cásteres e *flanking* em comparação a PT medida com as comportas fechadas. Isto diz que o fluxo de energia é transmitido principalmente pelo painel de MDF da montagem. Este último fato foi constatado auditivamente ao escutar na sala receptora o ruído transmitido com a fonte ligada na sala emissora.

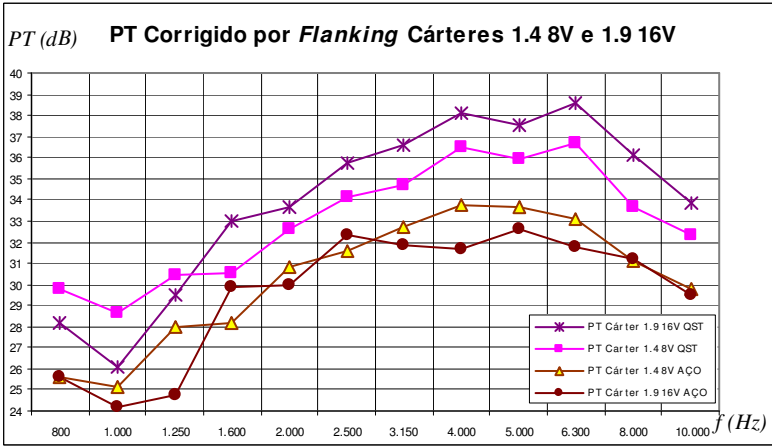


Figura 3-33. Resume PT já corrigida dos quatro cásteres em estudo na faixa de frequência de medição confiável.

A Figura 3-33 mostra um resumo da PT corrigida dos quatro cárteres entre 800 e 10 kHz . Comparando as curvas desta figura com a curva típica da PT para paredes simples mostrada na Figura 2-16, vemos que tem similitude. Entre 1000 e 4000 Hz estas curvas experimentam um aumento de aproximadamente 6 dB por oitava. Poderia se pensar então que a frequência de ressonância mecânica dos cárteres está perto de 1000 Hz e a frequência de coincidência perto de 10 kHz . Este último resultado se aproxima bastante á frequência crítica para uma placa de aço com 1,25 mm de espessura (espessura dos cárteres de aço) utilizando a equação (0.85) a qual é 9920 Hz.

Na faixa de frequência analisada, a PT máxima é de 39,6 dB, apresentada pelo cárter 1.9 16V de QST em 6300Hz, e a PT mínima é de 24,2 dB, apresentada pelo cárter 1.9 16V de aço em 1kHz. Em geral, a PT mínima acontece em 1kHz para os quatro cárteres e a PT máxima acontece entre 4K e 6,3kHz, dependendo do cárter.

As PTs dos cárteres de QST são maiores do que os de aço. Esta diferença é maior para o cárter 1.9 16V entre 2 e 10kHz em relação ao cárter 1.4 8V, com uma diferença máxima em 6,3 kHz de 7 dB e mínima em 1kHz de 1,9 dB. O cárter 1.4 8V tem uma diferença máxima de 4,2 dB em 800Hz e mínima de 1,8 dB em 2kHz.

Os cárteres de QST têm uma massa ligeiramente maior que os de aço. A Tabela 3-10 contém estas massas e as diferenças de PT calculadas com a Equação (0.90). Imaginando que os cárteres tenham um comportamento vibro-acústico similar ao de uma placa retangular, no pior dos casos, existiria uma faixa de frequência em que a PT dependeria somente da massa. Nesta faixa o cárter 1.9 16V apresentaria um aumento de 0,36 dB e o cárter 1.4 8V de 1,37 dB em relação aos correspondentes cárteres de aço. É claro que a diferença da PT obtida para o cárter 1.9 16V de QST em comparação aos de aço é devida à diferença de amortecimento e não as da suas massas.

Tabela 3-10. Massas de cada cárter e diferença de PT, segundo a lei da massa.

cárter 1.9 16V		cárter 1.4 8V	
Massa Aço	2,15	Massa Aço	1,24
Massa QST	2,24	Massa QST	1,45
Dif. PT (dB)	0,36	Dif. PT (dB)	1,37

A ordem dos cárteres de maior a menor PT é a seguinte: 1.9 16 V QST, 1.4 8V QST, 1.4 8V aço e 1.9 16V aço.

CAPITULO 4: COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DA AME E DO FEM

Na continuidade mostram-se as comparações dos resultados das frequências e formas modais simulados numericamente, mediante o modelo de elementos finitos, com os resultados encontrados com a AME, para os cárteres de óleo 1.4 8V e 1.9 16V feitos de aço nas condições livre e fixa.

Para isto foram comparadas visualmente as formas modais (animações) do FEM e do AME para encontrar a correspondência para os primeiros modos.

4.1.1 Comparação FEM e AME do Cârtter 1.4 8v Livre

Tabela 4-1. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o cârtter 1.4 8 V de aço livre.

FEM		AME			DIFERENÇA	
MODO	FREQ. (HZ)	MODO	FREQ. (Hz)	AMORT.	(Hz)	%
1	218	1	255	0,01%	37	14,6%
2	309	2	360	0,14%	51	14,0%
3	524	3	602	0,09%	78	12,9%
4	705	4	753	0,04%	48	6,4%
5	744	5	854	0,18%	109	12,8%
6	793	6	923	0,11%	130	14,1%
7	894	7	975	0,10%	81	8,3%
8	961	8	994	0,08%	32	3,2%
9	991	9	1.023	0,07%	32	3,1%
10	1.082	17	1.484	0,09%	402	27,1%
11	1.134	10	1.181	0,13%	47	4,0%
12	1.153	11	1.208	0,13%	56	4,6%
13	1.203	12	1.225	0,11%	22	1,8%
14	1.311	13	1.270	0,14%	-41	-3,2%
15	1.385	14	1.307	0,06%	-78	-6,0%

As frequências e formas modais simuladas no FEM se aproximaram bastante das obtidas experimentalmente, com a porcentagem de erro que aparece na Tabela 4-1. Porém, o modo 10 do FEM foi encontrado como o modo 17 da AME.

Resulta difícil identificar visualmente a coincidência entre os modos do AME e FEM superiores ao 15.

4.1.2 Comparação FEM e AME do Cártér1.4 8V Fixo

Tabela 4-2. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o cártér 1.4 8 V de aço fixo.

FEM		AME			DIFERENÇA	
MODO	FREQ. (HZ)	MODO	FREQ. (Hz)	AMORT.	(Hz)	%
1	676	1	650	0,63%	-26	-3,9%
2	887	2	871	0,70%	-16	-1,9%
3	1.020	3	995	0,33%	-25	-2,6%
4	1.081	12	1.497	0,31%	416	27,8%
5	1.175	4	1.080	2,34%	-95	-8,8%
6	1.187	5	1.150	0,95%	-37	-3,2%
7	1.273	6	1.200	1,03%	-74	-6,2%
8	1.394	7	1.248	1,93%	-146	-11,7%
9	1.417					
10	1.497	8	1.294	0,30%	-203	-15,7%
11	1.532					
12	1.610	9	1.331	0,35%	-279	-20,9%
13	1.768	13	1.658	0,35%	-110	-6,6%
14	1.888					
15	1.903	14	1.729	0,24%	-174	-10,1%

Em geral, as frequências e formas modais simuladas no FEM, neste caso, também se aproximaram bastante das obtidas experimentalmente. Porém, o modo 4 do FEM foi encontrado como o modo 12 da AME e não foi possível identificar os modos 9, 11 e 14 do FEM na AME.

4.1.3 Comparação FEM e AME do Cártér 1.9 16V Livre

Tabela 4-3. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o cártér 1.9 16V de aço livre.

FEM		AME			DIFERENÇA	
MODO	FREQ. (HZ)	MODO	FREQ. (Hz)	AMORT.	(Hz)	%
1	290	1	283	0,39%	-7	-2,50%
2	332	2	323	0,47%	-9	-2,73%
3	449	3	458	0,47%	9	1,93%
4	580	4	507	0,49%	-73	-14,48%
5	693	5	682	0,36%	-11	-1,62%
6	728	6	733	0,22%	4	0,61%
7	814	7	790	0,45%	-25	-3,12%
8	851	8	843	0,25%	-9	-1,03%
9	899	9	870	0,16%	-29	-3,33%
10	946	10	894	0,38%	-52	-5,82%
11	971	11	914	0,30%	-57	-6,28%
12	1.013	12	960	0,33%	-53	-5,55%
13	1.044					
14	1.070					
15	1.084	14	1.026	0,14%	-58	-5,69%
16	1.158	13	992	0,22%	-166	-16,68%
17	1.193	15	1.055	0,34%	-137	-13,03%

Os resultados para o cártér 1.9 16V livre foram correspondidos um por um até o modo 12 e a diferença em frequência foi menor do que nos casos anteriores. Os modos 13 e 14 do FEM não foram identificados entre os modos da AME.

4.1.4 Comparação FEM e AME do Câster 1.9 16V Fixo

Tabela 4-4. Comparação dos resultados do FEM e da AME para o câster 1.9 16V de aço fixo.

FEM		AME			DIFERENÇA	
MODO	FREQ. (HZ)	MODO	FREQ. (Hz)	AMORT.	(Hz)	%
1	321	1	311	0,16%	-10	-3,34%
2	569	2	517	0,31%	-52	-10,07%
3	662	3	630	0,31%	-32	-5,11%
4	779	4	778	0,41%	0	-0,06%
5	856	5	816	0,54%	-39	-4,82%
6	930	6	827	0,34%	-102	-12,35%
7	955	7	920	0,16%	-35	-3,86%
8	998	8	966	0,44%	-32	-3,32%
9	1.049	9	1.028	0,45%	-21	-2,03%
10	1.074	11	1.124	0,53%	50	4,47%
11	1.155	10	1.078	0,47%	-77	-7,11%
12	1.184	12	1.159	0,23%	-25	-2,16%
13	1.256	13	1.198	0,21%	-58	-4,83%
14	1.275	14	1.268	0,41%	-7	-0,53%
15	1.335	15	1.319	0,43%	-16	-1,21%

Os resultados para o câster 1.9 16V fixo foram correspondidos um por um pelo menos até o modo 15 exceto os modos 10 e 11 que ficaram cruzados.

As diferenças em frequência dos resultados de AME e FEM para o câster 1.9 16V foram menores do que para o câster 1.4 8V.

CAPITULO 5: CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

As conclusões do presente trabalho em relação à estimativa dos parâmetros modais dos cárteres 1.4 8V e 1.9 16V mediante FEM e AME são:

- Foram encontradas as formas de vibração e frequências naturais dos cárteres 1.4 8V e 1.9 16V feitos de aço mediante o método de elementos finitos nas condições livre e fixa.
- O modelo de elementos finitos se ajusta adequadamente aos dados experimentais, o que valida o modelo e permite fazer variações das propriedades para encontrar melhorias no desempenho vibro acústico, como por exemplo, modificar a geometria da componente interna do cárter 1.9 16V.
- Na condição livre e material aço, as curvas FRFs apresentam picos pontiagudos e bem definidos entre uns de outros nas ressonâncias, o que representa amortecimentos modais baixos, e grandes amplitudes de vibração. É fácil identificar os modos e formas de vibração.
- A fixação do cárter produz um aumento do amortecimento estrutural do sistema, produto da dissipação de energia vibratória nas próprias fixações. Isto é refletido nos picos mais grossos obtidos nas FRFs.
- No caso extremo de condição fixa e cárter de Quiet Steel, os picos das FRFs são muito grossos e se superpõem entre eles, sendo difícil a sua identificação.
- Tanto na condição fixa como livre, os cárteres de Quiet Steel apresentam um amortecimento bastante elevado em comparação ao cárteres de aço, e portanto, uma grande diminuição das amplitudes de vibração nas frequências modais. De fato, o decaimento obtido pelo material Quiet Steel em comparação ao aço foi de aproximadamente 30 dB nas primeiras ressonâncias. Fora das ressonâncias, esta diferença é menor e as curvas FRF seguem à correspondente ao cárter de aço.
- O cárter 1.4 8V incrementou a primeira frequência natural de 254,7 a 650,1 Hz ao mudar de condição livre a fixa (155% de aumento). Para o cárter 1.9 16V este incremento foi de 283,4 até 308,5 Hz (9% de aumento). É esperado, pelo

aumento de rigidez na fixação, um aumento das frequências naturais ao fixar o cárter. Porém, no caso do cárter 1.9 8V, este aumento foi mínimo. Isto se deve, provavelmente, ao componente adicionado no interior deste cárter, já que os primeiros modos correspondem a deslocamentos majoritariamente dos pontos deste subsistema.

O material visco-elástico usado no cárter de Quiet Steel tem um amortecimento máximo numa temperatura maior da ambiental, provavelmente perto da temperatura de funcionamento do motor, pelo que também é esperado um amortecimento maior ainda das amplitudes de vibração deste cárter.

Depois de analisar a teoria correspondente a PT, estabelecer uma metodologia de medição, superar dificuldades na medição e analisar os resultados obtidos, pode-se fazer as seguintes afirmações:

- A PT de um cárter feito de Quiet Steel é maior do que um feito de aço. Esta diferença tem um mínimo de 1,8 dB para o cárter 1.4 8V em 2Khz e tem um máximo de 7 dB no cárter 1.9 16V em 6300Hz. Na faixa de frequência de análise, o cárter 1.9 16V apresenta uma diferença consideravelmente maior que o par de cárteres 1.4 8V, entre Quiet Steel e aço.
- Os quatro cárteres apresentam uma PT mínima em 1kHz e máxima ao redor de 5Khz.
- A PT dos cárteres na faixa de frequência de análise variam entre um mínimo de 24dB e um máximo de 39 dB.
- As curvas da PT dos cárteres, entre 1000 e 4000 Hz , experimentam um aumento de aproximadamente 6 dB por oitava correspondente à lei da massa. A frequência de coincidência está perto de 10 kHz e a frequência de ressonância mecânica dos cárteres poderia estar perto de 1000 Hz .

O efeito da presença de óleo sobre o amortecimento modal é mínima, porque o amortecimento estrutural associado com o cárter parafusado é maior que o resultante do óleo (AHID, 1982 [1]). Porém, a presença de óleo tem o efeito de aumentar a massa. Assim, dever-se-ia esperar um aumento dos valores da PT encontrados neste trabalho.

5.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Este trabalho pode ser complementado medindo a eficiência de radiação e a potência acústica gerada devido a uma força conhecida.

Seria importante também um estudo das características das forças exercidas no cárter, seja por vibração do bloco ou por ondas acústicas que chocam na sua parede interior.

A medição da PT dos cárteres pode ser melhorada incrementando o número de unidades de cárteres para obter uma faixa de frequências maior de análise a dados mais confiáveis. (8 unidades aumentam em 9 dB o NPS na sala receptora em comparação a uma unidade).

Os pontos anteriores podem ser usados em conjunto para obter o NPS produzido num recinto particular pela vibração do motor transmitido pelo cárter.

Para obter resultados nas frequências com grande densidade modal, pode ser feito um estudo de análise estatística de energia (SEA).

Nas medições de AME já foi observado auditivamente, ao utilizar batidas com o martelo, que a componente interior do cárter 1.9 16V radiava maior quantidade de som e por mais tempo. As formas de vibração resultantes do AME e FEM mostraram que os primeiros modos correspondiam àqueles onde os deslocamentos preponderante pertencem a esta componente. É sugerido então fazer uma análise de elementos finitos do cárter 1.9 16V eliminando a componente interior.

Introduzir no modelo de elementos finitos os resultados desenvolvidos por Kerwin, Ungar e Ross (1959 [23]) para a estimação do fator de perda equivalente e modulo de elasticidade equivalente para o material multicamada com tratamento tipo sanduíche utilizado nesta pesquisa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AHID, D. N. Noise control of engine structures. In: DONALD E.B. **Noise control in internal combustion engines**. USA: John Wiley & Sons, 1982. p. 373-402.
2. BEIDL, C.V.; RUST, A.; RASSER, M. Key Steps and Methods in the Development of Low Noise Engines. Sound and Vibration, AVL List GmbH, Graz, Áustria, abr. 2001.
3. EWINS, D.J. **Modal Testing: Theory, Practice and Application**. Philadelphia: Research Studies Press Ltd, 2000.
4. MAIA, N.M.; SILVA, N.M. **Theoretical and Experimental Modal Analysis**. Taunton: Research Studies Press LTD, 1997.
5. JORDAN, R. Análise Modal Experimental, Notas de Aula, Curso de pós-graduação, POSMEC, UFSC, 2007.
6. ALLEMANG, R.J.; BROWN, D.L. A Unified Matrix Polynomial Approach to Modal Identification. Journal of Sound and Vibration, v. 211, issue 3, 2 abr. 1998, p. 301-322.
7. CRANDALL, S.H. **Engineering Analysis**. New York: McGraw-Hill, 1956.
8. ZIENKIEWICZ O.C., “The Finite Element Method in Engineering Science”, McGraw-Hill, London, 1971.
9. MILLER, M.P. **Getting Started with MSC/NASTRAN**. Los Angeles: The MacNeal-Schwendler Corporation, 1993.
10. STRANG, G; FIX, G.J. **An Analysis of the Finite Element Method**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1973.
11. ODEN, J.T. **Finite Elements of Nonlinear Continua**. USA: McGraw-Hill, 1972.
12. BREBBIA, C.A.; CONNO, J.J. **Fundamentals of Finite Element Techniques**. Butterworth & Co. Ltd, 1973.

-
13. LMS International. **Modal Analysis User Manual LMS Test.Lab Rev 7A**. Leuven, 2006.
 14. KRISHNAMOORTHY, C.S. **Finite Element Analysis**. McGraw-Hill, 1994.
 15. BRAUER, J.R. **What every engineer should know about finite element analysis**. Marcel Dekker, 1993.
 16. BERANEK, L.L. **Noise and Vibration Control**. L.L. Beranek-INCE, Revised edition, 1988.
 17. GERGES, S.N.Y. **Ruído Fundamentos e Controle**. Florianópolis: NR Editora, 2000.
 18. ISO 140, “Measurement of Sound Insulation in Building and Building Elements”, International Organization for Standardization, Second edition, Switzerland, 1990.
 19. Site oficial da MSC/TEKNO no Brasil:
<http://www.msctekno.com.br>
 20. BALVEDI A.M., “A Study of Squeal Noise in a Disc Brake System and Influence of Rubber Coated Shim on System Damping”, Universidade Federal de Santa Catarina, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica; 2002.
 21. CALÇADA, M. **Métodos de Predição de Transmissão Sonora Através de Placa Revestida**. 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina.
 22. JONES, D.L. **Handbook of Viscoelastic Vibration Damping**. New York: John Wiley & Sons Ltd, 2001.
 23. KERWIN, E.M.; UNGAR, E.E.; ROSS, D. **Damping of Plate Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Laminate, Sec 3.- Strutural Damping**. New York: ASME, 1959.
 24. UNGAR, E.E; KERWIN, E.M. Plate Damping due to Thickness Deformations in Attached Viscoelastic Layers” J. Acoust. Soc. Am., v. 36, 1964. p. 386-392,.

-
25. GOMES, C.H. **Caracterização do Isolamento Acústico de Painéis Metálicos, Utilizando Análise Estatística Energética (SEA)**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina.

APÊNDICE 1

RESULTADOS ANÁLISE MODELO DE ELEMENTOS FINITOS
PARA AS FREQUENCIAS NATURAIS

Tabela A1- 1. Resultados dos modos normais fornecidos pelo solver NASTRAN para o modelo FEM do cárter 1.4 8V condição livre (pendurado).

MODO	FREQUENCIA (Hz)	MODO	FREQUENCIA (Hz)
1	218	23	1.896
2	309	24	1.946
3	524	25	1.982
4	705	26	2.055
5	744	27	2.080
6	793	28	2.109
7	894	29	2.172
8	961	30	2.195
9	991	31	2.249
10	1.082	32	2.265
11	1.134	33	2.325
12	1.153	34	2.343
13	1.203	35	2.356
14	1.311	36	2.435
15	1.385	37	2.472
16	1.398	38	2.516
17	1.501	39	2.585
18	1.534	40	2.618
19	1.564	41	2.687
20	1.642	42	2.727
21	1.727	43	2.769
22	1.822	44	2.798

Tabela A1- 2. Resultados dos modos normais fornecidos pelo solver NASTRAN para o modelo FEM do cârter 1.4 8V condição fixa.

MODO	FREQUENCIA (Hz)	MODO	FREQUENCIA (Hz)
1	676	26	2.662
2	887	27	2.705
3	1.020	28	2.713
4	1.081	29	2.742
5	1.175	30	2.773
6	1.187	31	2.794
7	1.273	32	2.845
8	1.394	33	3.001
9	1.417	34	3.123
10	1.497	35	3.178
11	1.532	36	3.224
12	1.610	37	3.341
13	1.768	38	3.363
14	1.888	39	3.462
15	1.903	40	3.534
16	1.998	41	3.587
17	2.058	42	3.633
18	2.125	43	3.710
19	2.281	44	3.728
20	2.324	45	3.778
21	2.352	46	3.834
22	2.415	47	3.869
23	2.478	48	3.918
24	2.506	49	3.986
25	2.585	50	4.012

Tabela A1- 3. Resultados dos modos normais fornecidos pelo solver NASTRAN para o modelo FEM do cárter 1.9 16V condição livre (pendurado).

MODO	FREQUENCIA	MODO	FREQUENCIA
1	290	23	1.335
2	332	24	1.374
3	449	25	1.380
4	580	26	1.390
5	693	27	1.429
6	728	28	1.457
7	814	29	1.489
8	851	30	1.537
9	899	31	1.569
10	946	32	1.591
11	971	33	1.623
12	1.013	34	1.640
13	1.044	35	1.683
14	1.070	36	1.705
15	1.084	37	1.709
16	1.158	38	1.723
17	1.193	39	1.761
18	1.210	40	1.786
19	1.241	41	1.799
20	1.279	42	1.815
21	1.294	43	1.841
22	1.302	44	1.863

Tabela A1- 4. Resultados dos modos normais fornecidos pelo solver NASTRAN para o modelo FEM do caráter 1.9 16V condição fixa.

MODO	FREQUENCIA	MODO	FREQUENCIA
1	321	26	1.829
2	569	27	1.853
3	662	28	1.884
4	779	29	1.890
5	856	30	1.908
6	930	31	1.990
7	955	32	2.012
8	998	33	2.082
9	1.049	34	2.098
10	1.074	35	2.135
11	1.155	36	2.145
12	1.184	37	2.187
13	1.256	38	2.247
14	1.275	39	2.266
15	1.335	40	2.285
16	1.471	41	2.308
17	1.543	42	2.377
18	1.582	43	2.394
19	1.611	44	2.409
20	1.623	45	2.478
21	1.657	46	2.499
22	1.717	47	2.566
23	1.753	48	2.575
24	1.783	49	2.587
25	1.809	50	2.611

APÊNDICE 2
**RESULTADOS FREQUENCIAIS NATURAIS E
AMORTECIMENTOS DO ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL**

Tabela A2- 1. Frequências e amortecimentos de cada modo encontrado experimentalmente no cárter 1.4 8V de aço com condição de contorno de contorno livre.

Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento	Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento
1	254,7	0,01%	16	1.473,6	0,03%
2	360,0	0,14%	17	1.483,7	0,09%
3	601,7	0,09%	18	1.595,3	0,06%
4	752,5	0,04%	19	1.646,7	0,05%
5	853,9	0,18%	20	1.685,5	0,05%
6	923,3	0,11%	21	1.724,7	0,03%
7	975,0	0,10%	22	1.753,2	0,04%
8	993,5	0,08%	23	1.768,8	0,07%
9	1.022,5	0,07%	24	1.808,2	0,10%
10	1.180,6	0,13%	25	1.905,8	0,06%
11	1.208,2	0,13%	26	1.918,4	0,05%
12	1.224,9	0,11%	27	2.016,2	0,19%
13	1.269,6	0,14%	28	2.122,8	0,14%
14	1.307,4	0,06%	29	2.182,8	0,07%
15	1.380,9	0,04%	30	2.315,0	0,19%

Tabela A2- 2. Frequências e amortecimentos de cada modo encontrado experimentalmente no caráter 1.4 8V de aço com condição de contorno de contorno fixa.

Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento
1	650,1	0,63%
2	870,7	0,70%
3	995,0	0,33%
4	1.080,4	2,34%
5	1.149,8	0,95%
6	1.199,6	1,03%
7	1.248,3	1,93%
8	1.293,5	0,30%
9	1.331,3	0,35%
10	1.367,6	0,37%
11	1.454,8	0,23%
12	1.497,0	0,31%
13	1.657,6	0,35%
14	1.729,2	0,24%
15	1.794,7	1,18%
16	1.914,3	0,82%
17	1.979,5	0,47%
18	2.025,5	0,28%

Tabela A2- 3. Frequências e amortecimentos de cada modo encontrado experimentalmente no cârter 1.9 16V de aço com condição de contorno livre.

Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento	Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento
1	283,4	0,39%	26	1.350,2	0,13%
2	323,4	0,47%	27	1.393,0	0,27%
3	457,5	0,47%	28	1.420,7	0,15%
4	506,6	0,49%	29	1.459,3	0,25%
5	682,2	0,36%	30	1.532,6	0,34%
6	732,5	0,22%	31	1.552,2	0,28%
7	789,5	0,45%	32	1.593,1	0,16%
8	842,7	0,25%	33	1.606,7	0,29%
9	869,7	0,16%	34	1.626,0	0,19%
10	894,2	0,38%	35	1.659,6	0,28%
11	913,5	0,30%	36	1.674,2	0,23%
12	959,5	0,33%	37	1.746,5	0,16%
13	992,2	0,22%	38	1.773,2	0,14%
14	1.025,7	0,14%	39	1.793,3	0,22%
15	1.055,4	0,34%	40	1.809,0	0,25%
16	1.075,7	0,16%	41	1.821,0	0,20%
17	1.108,1	0,37%	42	1.855,6	0,22%
18	1.129,8	0,15%	43	1.888,3	0,22%
19	1.151,7	0,23%	44	1.917,7	0,32%
20	1.175,6	0,24%	45	1.944,4	0,24%
21	1.185,0	0,21%	46	1.979,5	0,34%
22	1.209,0	0,22%	47	2.028,4	0,09%
23	1.254,4	0,11%	48	2.036,6	0,31%
24	1.283,5	0,35%	49	2.073,8	0,24%
25	1.313,6	0,16%	50	2.098,0	0,29%

Tabela A2- 4. Frequências e amortecimentos de cada modo encontrado experimentalmente no cárter 1.9 16V de aço com condição de contorno fixa.

Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento
1	308,5	0,13%
2	516,7	0,31%
3	630,2	0,31%
4	778,3	0,41%
5	816,5	0,46%
6	827,6	0,21%
7	919,8	0,16%
8	936,0	0,50%
9	965,3	0,29%
10	977,9	0,64%
11	1.029,4	0,37%
12	1.078,3	0,47%
13	1.095,9	0,46%
14	1.123,0	0,32%
15	1.159,2	0,23%
16	1.188,0	0,36%
17	1.198,0	0,21%
18	1.245,8	0,51%
19	1.268,2	0,41%
20	1.434,7	0,45%
21	1.453,4	0,40%
22	1.519,5	0,36%
23	1.542,5	0,34%
24	1.575,4	0,30%
25	1.632,6	0,48%
26	1.721,2	0,30%
27	1.820,2	0,12%
28	1.879,0	0,15%
29	2.041,8	0,15%
30	2.070,1	0,12%

Tabela A2- 5. Frequências e amortecimentos de cada modo encontrado experimentalmente no cárter 1.4 8V de Quiet Steel condição de contorno livre.

Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento
1	247	2,62%
2	343	1,92%
3	588	2,61%
4	745	2,09%
5	849	2,45%
6	986	3,23%
7	1170	2,79%
8	1238	2,65%
9	1467	2,38%
10	1635	2,96%
11	1774	6,31%

Tabela A2- 6. Frequências e amortecimentos de cada modo encontrado experimentalmente no cárter 1.9 16V de Quiet Steel condição de contorno livre.

Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento
1	274	1,03%
2	310	0,44%
3	429	1,06%
4	447	2,32
5	657	0,82
6	710	0,94
7	786	2,15

Tabela A2- 7. Frequências e amortecimentos de cada modo encontrado experimentalmente no caráter 1.9 16V de Quiet Steel condição de contorno fixo.

Modo	Frequência (Hz)	Amortecimento
1	305	0,40%
2	462	2,03%
3	740	0,54%
4	746	0,51%
5	---	---
6	822	1,79
7	856	1,39%
8	966	0,44%
9	902	2,30%

APÊNDICE 3

TABELAS COM OS DADOS DAS MEDIÇÕES DE PT

Tabela A3- 1. Dados das medições para obter a perda de transmissão PT por baseamento (via Flanking).

Freq. (Hz)	NPS Ruido Fundo	NPS Sala Emiss.	NPS Sala Recep.	Relação S/R dB	NPS Sala Receptora Corrigidos	ΔNPS Flanking	10Log A Sala Recep.	PT Flanking
100	21,4	95,9	63,3	41,9	63,3	32,6	9,7	11,3
125	22,8	100,8	66,7	43,8	66,7	34,1	14,1	8,4
160	21,0	100,4	62,6	41,6	62,6	37,7	12,9	13,2
200	21,9	100,8	60,7	38,8	60,7	40,2	12,6	15,9
250	24,2	100,2	59,1	34,9	59,1	41,1	9,5	19,9
315	28,3	97,5	56,7	28,4	56,7	40,8	9,4	19,7
400	24,8	94,5	49,5	24,7	49,5	45,0	8,7	24,6
500	25,9	97,6	51,9	26,0	51,9	45,7	8,7	25,3
630	25,6	97,9	51,7	26,0	51,7	46,3	7,8	26,8
800	26,2	97,1	50,5	24,3	50,5	46,5	7,5	27,4
1.000	27,0	96,3	49,7	22,6	49,6	46,7	6,5	28,5
1.250	27,2	97,3	50,9	23,7	50,9	46,4	6,6	28,0
1.600	28,0	93,1	46,8	18,8	46,7	46,4	6,2	28,5
2.000	28,4	92,8	44,7	16,3	44,6	48,2	6,3	30,3
2.500	29,2	92,5	42,0	12,8	41,8	50,7	5,9	33,1
3.150	30,0	93,1	40,4	10,4	40,0	53,1	7,3	34,1
4.000	30,8	93,0	38,3	7,5	37,4	55,6	7,6	36,3
5.000	34,0	93,5	36,9	2,9	33,8	59,6	8,5	39,4
6.300	32,9	94,3	35,6	2,7	32,3	62,0	9,1	41,2
8.000	34,0	93,2	35,3	1,2	29,1	64,1	10,5	41,9
10.000	34,9	93,1	35,6	0,7	27,5	65,6	12,2	41,8

Tabela A3- 2. Dados das medições para obter a perda de transmissão do cârter 1.9 16 V feito de Quiet Steel

Freq. (Hz)	NPS Sala Emiss.	NPS Sala Recep.	Relação S/R	NPS Sala Recep. Corrig.	Δ NPS dB	10Log A dB	PT	Δ PT	PT Corrig.
100	95,2	61,9	40,5	61,9	34,0	9,7	12,6	-1,3	???
125	100,9	65,7	42,9	65,7	35,0	13,7	9,7	-1,4	???
160	100,6	62,8	41,8	62,8	37,6	12,8	13,1	0,0	34,3
200	100,1	60,3	38,4	60,3	40,6	12,4	16,5	-0,6	???
250	99,3	58,1	33,9	58,1	42,1	9,4	21,0	-1,1	???
315	97,8	57,0	28,6	57,0	40,5	9,7	19,2	0,5	29,0
400	94,8	50,0	25,2	50,0	44,5	8,7	24,1	0,5	34,0
500	98,0	53,1	27,2	53,1	44,5	8,6	24,2	1,1	30,9
630	97,8	54,8	29,1	54,8	43,2	7,8	23,7	3,2	26,4
800	96,9	53,1	26,9	53,1	43,9	7,5	24,8	2,6	28,1
1000	96,3	54,1	27,1	54,1	42,2	6,4	24,2	4,4	26,1
1.250	97,1	53,2	26,0	53,2	44,1	6,6	25,8	2,2	29,5
1.600	93,1	48,1	20,1	48,1	45,1	6,2	27,2	1,3	33,0
2000	93,0	46,4	18,0	46,3	46,5	6,2	28,7	1,6	33,7
2.500	92,6	43,7	14,6	43,6	48,9	5,9	31,4	1,8	35,8
3.150	93,3	42,2	12,1	41,9	51,2	7,1	32,4	1,8	36,5
4000	93,4	39,9	9,1	39,3	53,7	7,4	34,5	1,8	38,1
5000	93,7	38,2	4,2	36,1	57,4	8,4	37,3	2,1	37,5
6.300	94,6	37,1	4,3	35,1	59,2	9,0	38,5	2,6	38,6
8000	93,7	36,5	2,5	32,8	60,3	10,3	38,4	3,5	36,1
10.000	93,6	36,7	1,8	31,9	61,2	12,0	37,5	4,3	33,9

Tabela A3- 3. Dados das medições para obter a perda de transmissão do caráter 1.9 16V feito de aço

Freq. (Hz)	NPS Sala Emiss.	NPS Sala Recep.	Relação S/R	NPS Sala Recep. Corrig.	Δ NPS dB	10Log A dB	PT	Δ PT	PT Corrig.
100	95,2	60,4	39,1	60,4	34,8	10,6	12,5	-1,2	???
125	100,9	65,2	42,4	65,2	35,7	14,2	9,8	-1,4	???
160	100,6	62,6	41,6	62,6	38,0	13,0	13,4	-0,3	37,1
200	100,1	60,8	38,9	60,8	39,3	12,1	15,5	0,4	???
250	99,3	58,5	34,2	58,5	40,8	9,5	19,6	0,2	???
315	97,8	56,6	28,3	56,6	41,2	9,5	20,0	-0,3	???
400	94,8	50,5	25,7	50,5	44,2	8,9	23,6	0,9	29,8
500	98,0	53,3	27,4	53,3	44,7	8,9	24,1	1,2	29,1
630	97,8	53,9	28,2	53,9	43,9	8,0	24,3	2,6	27,9
800	96,9	54,3	28,1	54,3	42,6	7,6	23,3	4,1	25,6
1000	96,3	55,2	28,2	55,2	41,1	6,5	22,8	5,7	24,2
1.250	97,1	55,6	28,4	55,6	41,4	6,8	23,0	5,0	24,7
1.600	93,1	48,9	20,9	48,9	44,2	6,4	26,1	2,4	29,9
2000	93,0	47,7	19,3	47,7	45,3	6,4	27,2	3,1	30,0
2.500	92,6	45,2	16,0	45,1	47,5	6,0	29,8	3,4	32,3
3.150	93,3	44,4	14,3	44,2	48,9	7,4	29,9	4,2	31,8
4000	93,4	43,5	12,8	43,3	49,8	7,6	30,5	5,8	31,7
5000	93,7	41,6	7,6	40,7	52,1	8,6	31,9	7,6	32,6
6.300	94,6	42,4	9,5	41,9	52,2	9,2	31,3	9,9	31,7
8000	93,7	40,5	6,5	39,4	53,2	10,6	30,9	11,0	31,2
10.000	93,6	40,5	5,6	39,1	53,2	12,2	29,3	12,5	29,5

Tabela A3- 4. Dados das medições para obter a perda de transmissão do caráter 1.4 8V feito de Quiet Steel

Freq. (Hz)	NPS Sala Emiss.	NPS Sala Recep.	Relaçã o S/R	NPS Sala Recep. Corrig.	Δ NPS dB	10Log A dB	PT	Δ PT	PT Corrig.
100	94,4	62,0	40,6	62,0	32,4	10,9	11,1	1,4	???
125	100,0	65,9	43,0	65,9	34,2	14,0	9,9	-0,2	???
160	100,7	62,8	41,8	62,8	37,9	12,9	14,6	-0,2	28,3
200	99,6	61,2	39,3	61,2	38,4	12,2	15,8	1,4	30,9
250	99,1	59,7	35,5	59,7	39,3	9,3	19,7	1,5	30,9
315	98,0	57,6	29,2	57,6	40,5	9,7	20,4	0,6	26,8
400	94,6	51,1	26,3	51,0	43,6	8,9	24,3	1,6	29,1
500	97,8	52,3	26,4	52,3	45,5	9,0	26,2	0,5	34,6
630	97,5	52,0	26,3	52,0	45,6	8,1	27,1	1,0	35,9
800	96,8	52,6	26,4	52,6	44,2	7,8	26,0	2,7	29,8
1000	96,2	52,9	25,8	52,8	43,3	6,8	26,1	3,7	28,6
1.250	97,0	52,9	25,7	52,9	44,1	7,0	26,7	2,6	30,4
1.600	92,8	48,9	20,9	48,8	44,0	6,6	27,0	2,8	30,6
2000	92,6	46,7	18,3	46,6	45,9	6,6	29,0	2,6	32,6
2.500	92,3	44,4	15,3	44,3	48,0	6,3	31,3	3,1	34,2
3.150	92,9	43,0	13,0	42,8	50,1	7,6	32,2	3,2	34,7
4000	93,0	40,9	10,1	40,5	52,5	7,7	34,4	3,2	36,5
5000	93,5	39,8	5,8	38,5	55,0	8,6	36,0	4,7	35,9
6.300	94,3	38,8	6,0	37,6	56,7	9,4	36,9	5,6	36,6
8000	93,3	38,8	4,7	37,0	56,3	10,9	35,0	8,2	33,7
10.000	93,3	38,7	3,8	36,4	56,9	12,2	34,3	8,8	32,3

Tabela A3- 5. Dados das medições para a obter a perda de transmissão do cârter 1.4 8V feito de aço

Freq. (Hz)	NPS Sala Emiss.	NPS Sala Recep.	Relaçã o S/R	NPS Sala Recep. Corrig.	Δ NPS dB	10Log A dB	PT	Δ PT	PT Corrig.
100	95,8	63,2	41,8	63,2	32,6	11,2	11,0	1,5	16,4
125	100,3	65,7	42,9	65,7	34,6	13,1	11,2	-1,5	???
160	100,7	62,3	41,3	62,3	38,4	13,1	14,9	-0,5	???
200	100,0	61,4	39,5	61,4	38,6	12,2	16,1	1,1	28,5
250	99,6	59,7	35,4	59,7	39,9	9,5	20,0	1,1	29,8
315	98,2	57,4	29,0	57,4	40,9	9,5	21,0	0,0	29,1
400	94,6	51,3	26,5	51,2	43,3	8,7	24,2	1,7	29,0
500	97,8	52,2	26,3	52,2	45,6	8,9	26,4	0,3	36,2
630	97,7	51,8	26,1	51,8	46,0	7,9	27,7	0,4	40,7
800	97,0	55,1	28,9	55,1	41,9	7,7	23,9	4,8	25,6
1000	96,4	55,4	28,4	55,4	40,9	6,7	23,9	5,9	25,2
1.250	97,2	54,5	27,3	54,5	42,7	6,8	25,6	3,8	28,0
1.600	93,0	50,4	22,4	50,4	42,6	6,4	25,8	4,0	28,2
2000	92,8	47,9	19,5	47,9	44,9	6,4	28,2	3,4	30,8
2.500	92,5	46,3	17,2	46,3	46,2	6,1	29,8	4,7	31,6
3.150	93,1	44,6	14,6	44,4	48,6	7,4	30,8	4,6	32,7
4000	93,1	43,1	12,3	42,9	50,2	7,5	32,3	5,3	33,8
5000	93,7	42,6	8,5	41,9	51,8	8,5	33,0	7,8	33,7
6.300	94,4	42,6	9,7	42,1	52,3	9,2	32,7	9,8	33,1
8000	93,3	42,1	8,1	41,4	51,9	10,7	30,8	12,4	31,1
10.000	93,5	42,3	7,4	41,5	52,0	12,0	29,6	13,5	29,8

Tabela A3- 6. Absorção sonora obtida na sala receptora para os diferentes caráteres.

Freq. (Hz)	NWS ref	Flanking		Cárter 1.9 16V QST		Cárter 1.9 16V AÇO		Cárter 1.4 8V QST		Cárter 1.4 8V AÇO	
		NPS ₂	L (A ₂)	NPS ₂	L (A ₂)	NPS ₂	L (A ₂)	NPS ₂	L (A ₂)	NPS ₂	L (A ₂)
100	75,2	71,7	9,7	71,7	9,7	70,8	10,6	70,5	10,9	70,2	11,2
125	76,7	68,8	14,1	69,2	13,7	68,7	14,2	68,9	14,0	69,8	13,1
160	76,7	70,0	12,9	70,1	12,8	69,9	13,0	70,0	12,9	69,8	13,1
200	77,7	71,3	12,6	71,5	12,4	71,8	12,1	71,7	12,2	71,7	12,2
250	77,3	74,0	9,5	74,1	9,4	74,0	9,5	74,2	9,3	74,0	9,5
315	77,8	74,6	9,4	74,3	9,7	74,5	9,5	74,3	9,7	74,5	9,5
400	77,4	74,9	8,7	74,9	8,7	74,7	8,9	74,7	8,9	74,9	8,7
500	77,9	75,4	8,7	75,5	8,6	75,2	8,9	75,1	9,0	75,2	8,9
630	78,2	76,6	7,8	76,6	7,8	76,4	8,0	76,3	8,1	76,5	7,9
800	81,1	79,8	7,5	79,8	7,5	79,7	7,6	79,5	7,8	79,6	7,7
1.000	81,5	81,2	6,5	81,3	6,4	81,2	6,5	80,9	6,8	81,0	6,7
1.250	82,7	82,3	6,6	82,3	6,6	82,1	6,8	81,9	7,0	82,1	6,8
1.600	82,2	82,2	6,2	82,2	6,2	82,0	6,4	81,8	6,6	82,0	6,4
2.000	81,7	81,6	6,3	81,7	6,2	81,5	6,4	81,3	6,6	81,5	6,4
2.500	79,6	79,9	5,9	79,9	5,9	79,8	6,0	79,5	6,3	79,7	6,1
3.150	79,4	78,3	7,3	78,5	7,1	78,2	7,4	78,0	7,6	78,2	7,4
4.000	79,4	78,0	7,6	78,2	7,4	78,0	7,6	77,9	7,7	78,1	7,5
5.000	78,9	76,6	8,5	76,7	8,4	76,5	8,6	76,5	8,6	76,6	8,5
6.300	77,4	74,5	9,1	74,6	9,0	74,4	9,2	74,2	9,4	74,4	9,2
8.000	76,1	71,8	10,5	72,0	10,3	71,7	10,6	71,4	10,9	71,6	10,7
10.k	74,3	68,3	12,2	68,5	12,0	68,3	12,2	68,3	12,2	68,5	12,0